

Sveučilište u Zagrebu
Fakultet strojarstva i brodogradnje

Završni rad

Jan Gusić

Zagreb, 2008

Izjava

Izjavljujem da sam rad radio samostalno koristeći znanje stečeno tijekom studija i uz navedenu literaturu.

Zahvaljujem se mentoru prof. dr.sc. Branimiru Matijaševiću na pomoći pri izradi rada.

Jan Gusić

Sažetak rada:

Tema ovog rada je **pojava nestabilnog rada turbokompresora-pumpanje**.

Kroz četiri poglavlja nastojano je obuhvatiti uzroke, mjere ograničenja, probleme i čimbenike koji imaju utjecaj na stabilno područje rada aksijalnih i radijalnih kompresora. Korištene su različite karaktersitike i objašnjenja koja su pronađena u stranoj literaturi nebi li se problem približio, a ovime je obuhvaćeno dosta široko područje. Problem je sam po sebi izuzetno važan u projektiranju i eksploataciji turbostrojeva naročito kod kompleksnih izvedbi mlaznih motora.

Nestabilnosti počinju abnormalnim strujanjem oko lopatica a mogu biti uzrokovane iz više razloga. Kada stroj dosegne granicu stabilnosti neke od njegovih komponenti mogu zadesiti prekidi strujanja i nestabilnosti. Iza spomenute granice često se pojavljuju rotacijski zastoji i nestabilnosti a sve može završiti posebno štetnim pumpanjem.

Sve započinje odvajanjem strujanja na komponentama unutar kompresora. Lopatice su u svojem presijeku aeroprofili kod kojih će pri određenim uvjetima nametnutim turbokompresoru doći do prekida strujanja (*eng. Stall*).

Pri *stall* efektu događa se odvajanje strujanja koje lančano uzrokuje gubitak performanse samog kompresora, primjerice može se očitovati u različitim oblicima od momentalnog prekida komprimiranja do prekida strujanja u tlačni vod pa čak i inverznog strujanja. Ovo se naziva pojava pumpanja (*eng. surge, njem. pumpe*) a nastaje redovno kada turbokompresor uđe u nestabilno područje radne karakteristike.

Pojaava nestabilnosti u radu turbokompresora izbjegava se pravilnim izborom kompresora i njegove karakteristike za određenu namjenu.

Također, nestabilnost se pojavljuje u praksi zbog mnogih drugih faktora npr. kada su dijelovi potrošeni ili kontaminirani (lopatice ili ventili te ispusti za zrak) ili kada su uslijed nekog djelovanja lopatice erodirane zbog više mogućih fizikalnih ili kemijskih uzročnika ili njihovih kombinacija.

Ovaj završni rad se temelji na naravi samog problema dakle uzrocima i posljedicama te slučajevima koji pridonose nestabilnostima, pri tome nije obuhvaćena praktična regulacija kao solucija problema. Mnogi podatci temeljeni su na procjenama i empirijskim izrazima a sam problem još uvijek nije predvidiv analitičkim proračunom već se nestabilno područje pri dizajniranju izbjegava uglavnom namještanjem karakteristika i radnih točki, to je opisano ovim radom.

U prvom uvodnom dijelu opisan je ukratko tijek razvitka turbokompresora od samog početka pa do primjera u sadašnjosti. Obuhvaćen je povijesni aspekt razvitka centrifugalnih i aksijalnih kompresora uključujući uobičajene probleme u zrakoplovstvu te praktične uzroke nestabilnosti kao i manifestacije.

Drugo poglavlje obrađuje osnove energetske pretvorbe kod aksijalnih i radijalnih turbokompresora, trokute brzina, karakteristične veličine i dijagrame te utjecaje machovog broja.

Gubici u turbostrojevima i stvarno strujanje obrađeni su u trećem dijelu koji pobliže opisuje gubitke koji su u izravnoj vezi sa pojavom nestabilnosti kao mogući unutanji inicijalizatori destabilizirajućih faktora i fluktuacija strujanja.

Posljednji dio vezan je uz samo pumpanje i nestabilnosti rada kompresora.

Ovdje se objašnjavaju temelji stabilnog rada kompresora, mogući prekidi strujanja, vrste nestabilnosti i prekida te samo pumpanje te nastanak granice stabilnosti. Također, razmatra se i utjecaj prekidne histereze a prikazane su i neke mjere pri samom projektiranju koje poboljšavaju granicu pumpanja. Posljednji dio opisuje vibracije koje nastaju prilikom nestabilnosti rada te njihovu podjelu i narav.

Popis slika :

1.1 radijalni turbokompresor

1.2 aksijalni turbokompresor

2.1 stupanj centrifugalnog turbokompresora

2.2 prikaz radijalnog stupnja

2.3 trokuti brzina na ulazu i izlazu iz rotora (centrifugalni k.)

2.4 h-s dijagram jednog kompresorskog stupnja

2.5 a) varijacija funkcije masenog protoka centrifugalnog kompresora sa i bez usmjeravajućih lopatica

b) trokuti brzina nacrtani u mjerilu za machov broj $Ma_1=0.9$

2.6 usmjeravajuće lopatice i lopatice impelera te trokut brzina na ulazu i izlazu iz kom.

2.7 razlika kuta lopatice i prosječnog kuta relativnog nastrujanja

2.8 a) prikaz stupnja kompresora

b) Trokuti brzina stupnja aksijalnog kompresora

2.9 računanje sile koju prenosi jedan profil u strujanju

2.10 promjena torkuta brzina uslijed otpora profila

2.11 geometrija lopatice

2.12 geometrija profila

2.13 širina upotrebe dva razna radijalna kompresora s obzirom na iskoristivost

2.14 meridijalni presjek radijalnog kompresora

2.15 ovisnost gustoće snage i iskoristivosti sa izlaznim kutem lopatica radijalnog k.

2.16 karakteristike ER30/3.5 radijalnog i NG710 kompresora

2.17 karakteristika aksijalnog kompresora u ovisnosti o koeficijentima

3.1 promjena na izlaznom trokutu brzina zbog otklona mlaza.

3.2 rotiranje fluida između lopatica impelera

3.3 mehanički gubici

3.4 tipična podjela tlaka na konturi profila i tijekom strujanja na gornjaci uz odvajanje

3.5 raspodjela tlaka i granični sloj na profilu sa procijepom

3.6 ovisnost promjene aksijalne brzine (srednje) po visini lopatice i postupnjevima

3.7 faktor predanog rada u ovisnosti o broju stupnjeva kompresora 3.7

3.8 poprečne (meridijalne) bezdimenzijske brzine profilirane na 12-stupanjskom k.

4.1 a) stabilnost karaktersitike kompresora

b) nastanak granice pumpanja

c) dostupna margina stabilnosti i njezi gubitak

d) tipična karta performansi dobivena testiranjem kompresora

4.2 prikaz rotacionog prekida (zastojnog đepa) i iprekida strujanja u rešetci

4.3 eksperimentalni podaci o rotacionom zastoju i karakteristika zastoja

4.4 a) Rotacioni zastoji i nestabilnosti

b) prekidna karakteristika prednjih i zadnjih stupnjeva

4.5 proces regulacije kod rasterećenja i opterećenja 984KW

4.6 prikaz promjene napadnog kuta u stupnju aksijalnog kompresora pri smanjenju protoka

4.7 polarni dijagram i radno područje usporavajuće rešetke.

4.8 ukupna karakteristika kompresora za različite brojeve okretaja dana je na slikama

4.9 tijek linije pojedinog stupnja kod tri odabrana broja okretaja. 4.9

4.10 granica prekida za različite kompresore

4.11 prekidna histereza kompresorskog stupnja

4.12-4.15 utjecaji prekidne histereze na karakteristiku

4.16 utjecaj smetnji na ulazu u kompresor na karakteristiku stroja

4.17-4.19 poboljšanje granice pumpanja

4.20 ugrađeni stabilizacijski prsten ispred impelera jednostupanjskog kompresora ,
karakteristika tijeka strujanja kod prikazanog jednostupanjskog kompresora

4.21 shematski prikaz višeosovinskog turbinskog mlaznog motora

4.22 karakteristika dvoosovinskog kompresora

4.23 pomaci , brzine i razultirajući porast aerodinamičkih sila na lopaticu, titranje

4.24 frekvencije brzinskih fluktoacija kompresora za vrijeme rotacijskog zastoja

Popis oznaka i mjernih jedinica fizikalnih veličina :

w, w_∞ -relativna brzina fluida [m/s]

$c_o, c_m, c_1, c_2, c_3, c_\theta$ - brzina nastrujavanja [m/s]

u -obodna brzina [m/s]

p -tlak [bar]

T -temperatura [K]

\dot{m} -maseni protok [kg/s]

ρ -gustoća [kg/m³]

λ -faktor predanog rada

γ, κ -izentropski koeficijent

C_p -specifični toplinski kapacitet

a -brzina zvuka [m/s]

h_o, h -zaustavna ,statička entalpija [J/kgK]

W -rad [J]

Q -toplina [J]

\dot{V} -volumenski protok[m³/s]

I -rotalpija

i - kut incidencije [°] (*stupanj*)

r_{s1}, r_{h1} -radijus vrha lopatice ,radijus korijena [m]

A, F_1, F_{min} -površina [m²]

Γ -cirkulacija [m²/s]

C_r -koeficijent bezdimenzionalne cirkulacije

T - tangencijalna sila [N]

Sid -aksijalna sila [N]

t -impulsna širina koju zauzima jedna lopatica u rešetki[m]

P -vektorski zbroj T i Sid [N]

l -duljina tetive profila [m]

H_{ad}, h_{dtot} -totalna visina dobave [m]

φ - koeficijent dobave

ψ - koeficijent tlaka

η - koeficijent iskoristivosti

α - napadni kut lopatice [°]

β - izlazni kut relativnog strujanja [°]

1.Uvod

1.1 O kompresorima

Kompresija plina se može postići generalno na dva bitno međusobno različita načina -volumetričkim i strujnim principom. Daljnje podjele moguće su prema postizivom tlačnom omjeru bez obzira na princip djelovanja ,susrećemo vakuumske pumpe, puhala, rotorne te lamelarne kompresore no to su manji strojevi mnogi izvedeni i bez samog hlađenja.

U daljnjem tekstu obrađuje se strujni princip rada gdje se pojavljuje pumpanje turbokompresora i nestabilnosti rada što je glavna tema ovog rada.

Strujni princip se pak sastoji u tome da se neprekinuta struja koja se pri nekom niskom tlaku utroškom mehaničke energije ubrzava odnosno pri čemu joj raste kinetička energija.

Provođenjem tako ubrzane struje plina kroz kanale i difuzore uz smanjivanje brzine pada i kinetička energija a raste potencijalna uz porast tlaka.

Potrebno ubrzavanje plinske struje niskog tlaka obavlja se u posebno oblikovanim kanalima brzorotirajućeg rotora gdje se obavi i najveći dio pretvorbe energije dok se drugi dio pretvorbe obavlja u statoru kroz mirujuće difuzorske kanale .

Strujni princip rada ne traži nikakve razvodne dijelove a bitna mu je karakteristika neprekinuta dobava i postojano strujanje plina kroz kompresor.Turbokompresori se grade na stujnom principu rada pa su prema načinu vođenja plinske struje oni podjeljeni na centrifugalne (radijalne) i aksijalne .

Turbokompresori

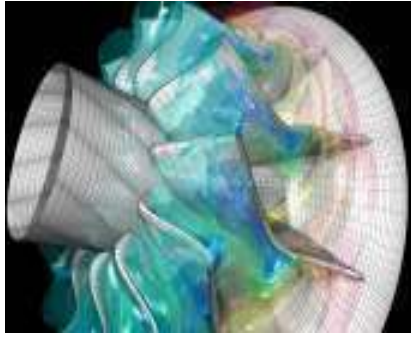
Osnovni sklop turbokompresora čini rotor koji je pričvršćen na vratilo sa kojim se rotira i pripadni stator koji miruje. Ovakav par čini jedan stupanj turbokompresora. Plin struji u kolo rotora paralelno vratilu nekom brzinom C_0 ili C_m , skrene li kolo rotora struju tako da ima radijalan smijer govorimo o centrifugalnom turbokompresoru .

Ukoliko i nakon napuštanja rotora struja nastavi paralelno vratilu kroz stator tada je riječ o aksijalnom turbokompresoru .

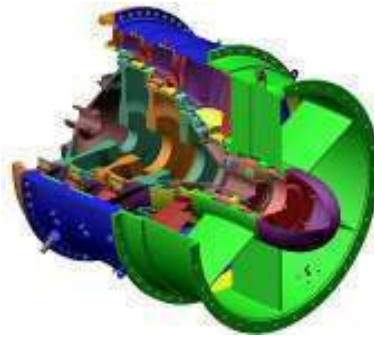
Prije svega potrebno je naglasiti da aksijalni turbostrojevi imaju različitu namjenu i konstrukciju te područje primjene onih koji služe za dobivanje snage i onih uklopljenih u pogonske strojeve i sl. primjerice u obliku Pelton, Francis i Kaplan turbine, parnih turbina i radijalnih kompresora .

Kroz više dekada spomenuti strojevi su razvijani prije strujnih aksijalnih premda ideja o komprimiranju zraka ili plina kroz nastrujavanje na aksijalno postavljene lopatice datira iz jos 1897g kada istraživač Sir Charles Parstons razmatra gradnju višestupanjskog kompresora .

Tek kroz razvitak teoretske i tehničke aerodinamike i posebno uz znanstvena postignuća metodičnih laboratorijskih pokusa uspješno se uključuje u tehničku praksu aksijalni kompresor i postižu se veliki kompresioni omjeri uz zadovoljavajuću iskoristivost. Današnji dizajn aksijalnih kompresora usmjeren je prema postizanju visokog stupnja iskoristivosti i povećanju u smislu velikih protočnih količina fluida.



radijalni turbokompresor 1.1



aksijalni turbokompresor 1.2

1.2 Centrifugalni turbokompresor

Turbostrojevi koji koriste centrifugalni efekt ze porast tlaka fluida u upotrebi su već više od stoljeća. Najraniji strojevi koji su koristili ovaj princip nesumnjivo su bile hidrauličke pumpe od kojih su kasnije potekli ventilatori i puhala pa i mlazni motori. Cheshire (1945) je zabilježio kako je centrifugalni kompresor integriran u izgradnju potisnog motora po prvi puta kod *Whittle-vog* mlaznog motora. (Whittle-ov mlazni motor prvi put je doživio *maiden flight* 15.5.1941 u Cranwell-u, Engleska).

Razvitak ovih kompresora nastavio je u srednje 1950-te godine no mnogo prije toga postalo je jasno da je za veće motore tražene u zrakoplovstvu potreban kompresor sa aksijalnim strujanjem .

Frontalna površina je predstavljala svojevrsni otpor koji je manji kod aksijalnih turbokompresora a sama iskoristivost je otprilike veća za 3-4%. (*Campbell and Talbert 1945, Moulton and Pearson 1951*). Pri malim protočnim masama efikasnost aksijalnog kompresora strmo opada ,lopatice su manje i teže točno izvedive pa ovdje pak dolazi do izražaja prednost centrifugalnog kompresora .

U srednji 1960-im godinama potreba za naprednim vojnim helikopterima pogonjenim malim plinskim turbinama dovela je do daljnjeg razvoja centrifugalnog kompresora.

Tehnološke prednosti napravljene u ovoj sferi proširile su upotrebu centrifugalnih kompresora na mnogo šire područje npr. kod malim plinskih turbina za cestovna vozila i helikoptere kao i za turbodizelska prednabijanja ,dobavu zraka za tvorničke potrebe , velike klimatizacijske uređaje itd .

Posebice su isplativi zbog ekonomičnosti ,pouzdanosti i malih troškova održavanja .

Came (1978) izentropsku iskoristivost za impeler od 85 % .

Prosječna iskoristivost stupnja bila je 76.5 % sa prosječnim opisuje proceduru i rezultate svojih testova centrifugalnog kompresora kompresionog omjera 6.5 sa unazad povinutim lopaticama (*30 stupnjeva*) koji je sadržavao i davao kompresionimomjerom 6.8 po stupnju. Upravo upotrebom ovih unazad povinutih lopatica i izbjegnut je faktor visokih opterećenja što je dalo znatno poboljšanje u samoj performansi u usporedbi sa ranijim nezakrivljenim lopaticama .Palmer and Waterman (1995) odredili su neke bitnije detalje kod naprednijeg centrifugalnog kompresora sa dva stupnja koristenog u helikopterskim motorima sa kompresionim omjerom 14 i masenim tokom 3.3 kg/s te ukupnom iskoristivosti od oko 80 % . Oba stupnja sadržavala su unazad povinute lopatice(oko 47 stupnjeva) sa malim aerodinamičkim opterećenjem postignutim uz pomoću relativno velikog broja lopatica.

Zanimljiva novela kod razvoja kompresora je aksijalno-radijalni stroj koji predstavlja svojevrsno mješovito strujanje sa potencijalno visokom iskoristivosti .

Wiggins na takvom stroju postiže 1986 kompresioni omjer 6.5 i izentropsku iskoristivost 84 %. Važno je spomenuti da je stroj imao tipičan kratki centrifugalni kompresor ali je sadržavao šest stupnjeva slično kao kod aksijalnog kompresora .

Za ovaj tip svojstveno je da ima korisnost i kompresioni omjer sličan aksijalnom kompresoru sa više stupnjeva a zadržava još uvijek strukturalnu jednostavnost centrifugalnog .

1.3 Aksijalni turbokompresor

Ideja o uporabi "inverzne turbine" kao aksijalnog kompresora stara je kao i sama turbina. Zabilježeno je da je Sir Charles Parsons imao patetnt za takvu strukturu još 1884 godine. Unatoč tome jednostavano invertitajući turbinu želeći ju upotrijebiti kao kompresor dobiva se korisnost koja je prema Howelu (1945) manja od 40 % za strojeve visokih kompresionih omjera.

Parsons je napravio oko cca. 1900 ovakvih strojeva sa lopaticama temeljenim na poboljšanim propelerskim profilima. Ovi strojevi bili su upotrebljavani za visoke peći sa izlaznim tlakom između 10 i 100 kPa. Dobivena korisnost ovih ranih strojeva niskotlačnih kompesora bila je oko 55 % a razlog ove male efikasnosti je pripisana odvajanjem i prekidom strujanja sa lopatice tzv. "**blade stall**". Visokotlačni kompresor također je prvi napravio Parsons sa izlaznim tlakom 550 kPa, međutim i taj stroj imao je nekih poteškoća.

Izvedba koja je sadržavala dva aksijalna kompresora u seriji napuštena je nakon mnogo pokušaja pošto se strujanje pokazalo nestabilnim prvenstveno zbog pojave "pumpanja kompresora".

Kao rezultat niske korisnosti aksijalni kompresori svojevremeno su bili generalno napušteni u korist višestupanjskih centrifugalnih kompresora čija je korisnost bila 70–80%.

Daljnih unapređivanja aksijalnih kompresora nije bilo do 1926 g. kada je A.A. Griffith ocrtao glavne principe u svojoj teoriji dizajna aeroprofila kod kompresora i turbina. Kasnija povijest aksijalnih kompresora je usko povezana sa zrakoplovnim plinskim turbinama .

Tim koji je vodio Griffith u Royal Aircraft Establishment-u, (Farnborough) dovodi do konkluzije (koja je potvrđena daljnim testovima) da najmanje 90%-tna korisnost može biti dostignuta kod "*malih stupnjeva*" tj. kod stupnjeva malih kompresionih omjera.

Raniji problemi vezani za razvitak aksijalnog kompresora dolazili su uglavnom zbog temeljno različite prirode procesa strujanja u usporedbi sa aksijalnom turbinom. Budući da je u aksijalnoj turbini struja odnosno tok ubrzavan relativno na red lopatica ,u aksijalanom kompresoru mora biti usporavan. Fluid može biti rapidno ubrzan kroz prolaze i snosi male ili osrednje gubitke totalnog tlaka, međutim kod obrata dakle rapidnog usporavanja, ovo neće vrijediti. U daljnjem slučaju gubitci bi jako narasli kao posljedice višestrukih odvajanja strujanja te nestabilnosti a uzrok ovome je nepovoljan (pozitivan) gradijent tlaka.

Potrebno je dakle ocijeniti kao granicu totalnog gubitka tlaka tijekom difuzije struje usporavanje i okretanje fluida u prolazima između lopatica (kako bi moglo biti i ograničeno). Ove upute i restrikcije dali su prvi Lieblein i Howell.

Zbog ovih ograničenja aksijalni kompresor mora imati puno stupnjeva u usporedbi sa turbinom koja treba samo nekoliko da pređe isti kompresioni omjer.

Iz svih ovih navednih razloga reverzne turbine sa kojima je eksperimentirao Parsons bile su osuđene na malu operativnu učinkovitost i neuspjeh.

Performansa aksijalnog kompresora mora biti prilagođena kategoriji i vrsti uporabe. Carchedi i Wood (1982) opisuju dizajn i razvitak jednoosovinskog aksijalnog kompresora sa 15-stupnjeva koji osigurava kompresioni omjer 12 : 1 kod masenog protoka 27.3 kg/s za 6MW industrijske plinske turbine .

Dizajn je bio baziran na podzvučnom strujanju a kompresor je bio montiran sa varijabilnim naizmjenično postavljenim lopaticama statora koje su kontrolirale poziciju linije pumpanja pri niskim brojevima okretaja .

U području zrakoplovnih plinskih turbina dizajn je više određen i usmjeren makisimizacijom obavljenog rada po stupnju te u isto vrijeme održavanjem prihvatljivog nivoa ukupne performanse. Povećavanje opterećenja stupnja gotovo neizbježno vodi do aerodinamičkih ograničenja. Ovo ograničenje će biti povećan machov broj koji će vjerojatno uzrokovati inkrementalno odvajanje graničnog sloja ili povećanje gubitaka proizašlih iz difuzije kod strujanja.

Wennerstrom (1990) opisuje povijest visoko opterećenih aksijalnih kompresora te kroz to i naglašeno usmjerenje na redukciju broja stupnjeva te načine na koji može biti postignuto poboljšanje performansi.

Od 1970-ih važna i specijalna promjena napravljena je prema konstrukciji, dizajnu i značajkama aksijalnog kompresora. Bilo je neupečatljivo isprva zašto bi lopatice sa većom srednjom linijom (*eng. choord line*) proizvele neku prednost kod performansi posebno stoga jer se stroj pokušavao učiniti lakšim i kompaktnijim.

Wennerstrom (1989) je također razmotrio povećanu upotrebu tanjih profila u aksijalnim kompresorima kod zrakoplovnih motora i utvrdio sposobnost visoke opteretivosti , visoku korisnost i raspon djelovanja kod ovakvih lopatica.

Jedan od ranijih izvedbi tako dizajniranih bio je aksijalnih kompresora postigao je u samo 5 stupnjeva kompresioni omjer 12.1 sa izentropskom iskoristivosti 81.9%. Brzina vrha lopatice dosezala je je 457 m/s a maseni tok podjeljen sa površinom iznosio je 192.5 kg/s/m². Relativna debljina (omjer debljine i duljine srednje linije) varira od 1.2 u prvom stupnju do ispod 1 kod zadnja tri stupnja.

Kasniji razvitak potaknut od "US Air Force" bio je dodatni ulazni stupanj sa rotorskim lopaticama omjera 1.32 koji je producirao kompresioni omjer 1.912 sa izentropskom iskoristivosti 85.4%. Maksimalna korisnost od 90.9% postignuta je kod kompresionog omjera 1.804 pri manjoj brzini rotora.

Strujanje u aksijalnom kompresoru neizmjereno je kompleksno što je jedan od razloga zašto je toliko trajao razvoj i istraživanje prije ulaska u tehničku praksu.

1.4 Gubitak stabilnosti rada i "pumpanje"

Ova pojava počinje abnormalnim strujanjem oko lopatica a može biti uzrokovana iz više razloga. Lopatice su u svojem presijeku aeroprofilu kod kojih će pri određenim uvjetima nametnutim turbokompresoru doći do prekida strujanja (*eng. Stall*) .

Pri ovom efektu događa se odvajanje strujanja koje lančano uzrokuje gubitak performanse samog kompresora primjerice može se očitovati u različitim oblicima od

momentalnog prekida komprimiranja do prekida strujanja u tlačni vod pa čak i inverznog strujanja.

Ova krajnja nestabilnost zove se pojava pumpanja(*eng.surge*) a nastaje redovno kada turbokompresor uđe u nestabilno područje radne karakteristike.

Pojava nestabilnosti u radu turbokompresora izbjegava se pravilnim izborom kompresora i njegove karakteristike za određenu namjenu.

Ukoliko se pumpanje ipak pojavi nužno ga je što prije spriječiti. Iz ovih razloga kompresori se danas pažljivo konstruiraju i izrađuju tako da se izbjegne ili ograniči rad samo na njihovo stabilno područje.

Postoje dvije ozbiljne nestabilnosti u radu turbokompresora .

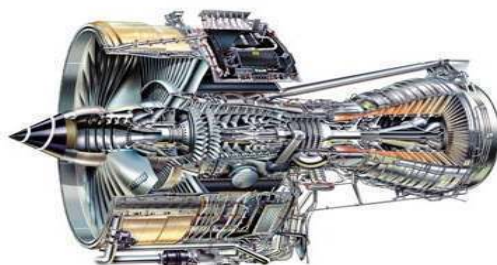
Djelomični prekid strujanja tj. ("*rotational stall*") je lokalni poremećaj strujanja kada kompresor nastavlja dopremiti komprimirani zrak ali zbog poremećaja ima smanjenu korisnost. Ovo nastaje kada se na malom djelu aeroprofila odvije neki poremećaj bez da destabilizira pritom cijeli turbokompresor.

Na profilu na kojem nastaje odvajanje strujanja može se stvoriti "zračni đep" (*eng. stall cell*) koji se ponaša tako da ne slijedi nizvodni tok već radije rotira po obodu unutar kompresora. Dakako ove zračne ćelije rotiraju sa lopaticama samog rotora ali sa 50-70% brzine nadolazeći prema sljedećoj lopatici rotora .

Oсно (aksijalno) simetričan prekid strujanja je uobičajeno zvan "pumpanje kompresora" što je zapravo potpun prestanak komprimiranja i dobave stroja gdje dolazi do reverzibilnog toka i burnog istiskivanja već komprimiranog plina usljed nemogućnosti kompresora da održi tlak . Pumpanje nastaje kada kompresor dođe u stanje koje je prešlo granicu njegovih kompresijskih mogućnosti ili je kroz prejako opterećenje došao do točke gdje ne može prijeći neki nastali poremećaj strujanja . Ako se ovo dogodi, prekid strujanja brzo propagira kroz cijeli kompresor. Kompresor će naizgled momentalno prijeći ponovo u stabilno stanje ako se nametnuti kompresioni omjer smanji na onaj za koji može održati stabilan tok ako je riječ samo o lokalnim nestabilnostima. Medjutim ako se to ipak ne dogodi te vanprojektni uvjeti koji su prouzročili prekid strujanja ostanu i povrati se struja plina prema usisnom vodu ubrzo će se odviti drugo novo stanje prekida strujanja i cijeli proces se ponavlja .Ovakvo nastaje posebno opasno stanje sa visokim razinama vibracija a one uzrokuju ubrzano trošenje stroja i vrlo je vjerojatna šteta .

1.5 Problemi u zrakoplovstvu

Ova pojava bila je učestali problem kod ranijih generacija zrakoplova na mlazni pogon gdje se parametrima motora upravljalo direktno djelovanjem pilota ali je ipak uvjetno otklonjena boljim dizajnom i uporabom elektroničkih sustava kontrole kao što je npr. FADEC (*Full Authority Digital Electronics Control.*) koji kontrolira performanse mlaznog motora umjesto nekadašnje ručne kontrole performansi kojom je upravljao sam pilot. Kontrola na ovaj način je dovela do mnogih prednosti primjerice bolje iskoristivost goriva, automatske zaštita od stanja van tolerancija radnog područja ,bolje uklapanje samog motora u sustave zrakoplova,mogućnost praćenja stanja motora (*maintenance on condition*) i dijagnosticiranja pri održavanju ,kontroliranje raznih unutrašnjih i vanjskih parametara motora i općenito time veću sigurnost leta . Usprkos ovim sofisticiranim sustavima i dalje se pojavljuje opasnost od gubitka stabilnosti rada mlaznog motora kroz mnoge i nerijetke izvanredne situacije .



Rolls Royce Trent 800

Praktični uzroci nestabilnosti rada mlaznih motora (kompresora)

Jedan od najčešćih uzroka problema u komercijalnom zrakoplovstvu glede samog kompresora je sudar sa pticama koji je nerjetko praktično viđan kada zrakoplov izvodi manevre na zemlji npr. prilazeći pisti ili kod samog uzlijetanja i slijetanja .

Događa se da motor tada usiše pticu a poremećaj strujanja ili šteta na lopatici često uzrokuje prekid strujanja i daljnu nestabilnost rada.

Također, nestabilnost se pojavljuje u praksi je kada su djelovi potrošeni ili kontaminirani primjerice lopatice ili ventili te ispusti za zrak ili kada su uslijed nekog djelovanja lopatice erodirane zbog više mogućih fizikalnih ili kemijskih uzročnika ili njihovih kombinacija .

Može se svakako spomenuti i "ljudski faktor" koji podrazumjeva pogreške u održavanju pri sklapanju komponenti .

Problem je dakako i mnogo širi ; povećavanjem opterećenja i zahtjeva na motor naročito kod ekstremnijih manevara koji bi se mogli eventualno dogoditi u nekoj vojnoj praksi kao što se može odviti od primjerice odvajanja usisne struje na samom ulazu u motor ,do raznih drugih problema koji su svojstveni borbenim letovima i naravi.

Letovi u nekim hladnim područjima poseban su slučaj ; ovdje pak led može obuhvatiti dio ulaza u kompresor i zapriječiti pravilno strujanje ili stvoriti svakoake druge probleme.Ovo isto vrijedi i za pustinjačka područja gdje erozija čini velike poteškoće kod helikoptera i zrakoplova.

Sustavom *fly by wire* ograničen je problem koji se pojavljivao ako bi traženi režim potiska motora bio veći od ostvarivog za operativnu visinu leta .

Iznenadno i naglo povećavanje potiska može uzrokovati loše nasjedanje komponenti u samom motoru ,zagušenje itd.

Turbulentne ili tople struje zraka pri kočenju zrakoplova inverznim potiskom ili one nastale prilikom ispaljivanja projektila kod vojnih zrakoplova mogu opet predstavljati poremećaj i destabilizirati tok nekog mlaznog motora.

Manifestiranje same nestabilnosti

Pumpanje se zapaža ekstremno glasnim udarima i specifičnim zvukom, kod mlaznih motora pumpanje se jasno i vidi jer motor izbacuje plameni mlaz u nepravilim ciklusima koji su popraćeni visokim izlaznim temperaturama ispušnih plinova i nalikuju eksploziji unutar samog motora ,nadalje odvija se porast brzine rotora ali uvelike je smanjena efikasnost .

Mnogi uzročnici ovih opisanih pojava se mogu izbjegavati i kontrolirani su različitim sustavima ali i dalje sam pilot mora znati pravovremeno reagirati ponajprije smanjujući potisak u kriznom trenutku. Pogodno upravljanje ovisi opet o tipu motora i situaciji ali naročito treba paziti da se promjene režima rada mlaznog motora ne pokušavaju odigrati skokovito ili naglo npr. prilikom smanjivanja brzine leta ili pak povećavanja potiska .

2. O principima rada turbokompresora

2.1 Centrifugalni kompresor

Stupanj radijalnog kompresora sastoji se od rotora i statorskog vijenca koji ga obuhvaća .

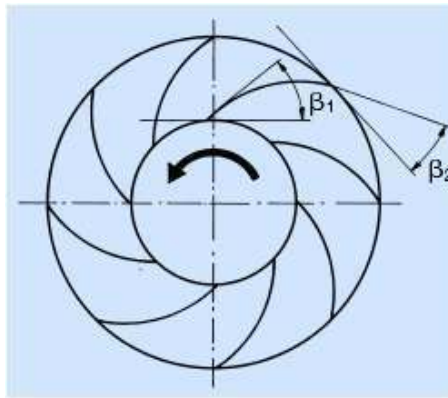


stupanj centrifugalnog turbokompresora 2.1

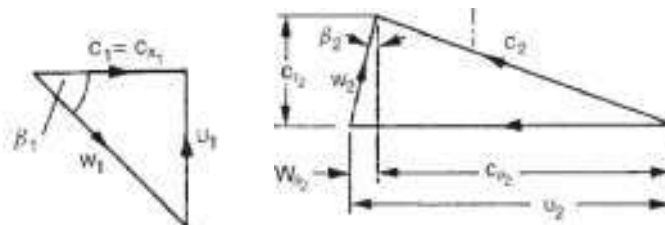
Čestica plina ulazeći aksijalno ima brzinu C_0 pri tlaku p_1 i temperaturi T_1 i takva ulazi u rotor radijalnog kompresora te ju zahvaćaju lopatice koje ju uvode u posebno oblikovane kanale pri čemu poprima rotirajuće gibanje .

Rotor svojim zakretnim momentom predaje energiju česticama struje plina koje su se našle u njegovim kanalima ,ubrzava ih te dovodi u više energetske stanje ,potom i na veći tlak. Nakon izlaska iz rotora struja plina ulazi u vijenac statora među lopatice kanala koje obuhvaćaju sam rotor gdje se difuzorskim djelovanjima proširenih kanala brzina smanjuje ,pada kinetička energija a tlak raste do konačne vrijednosti p_2 ,plin je sada komprimiran te napušta kompresor nekom brzinom C_3 .

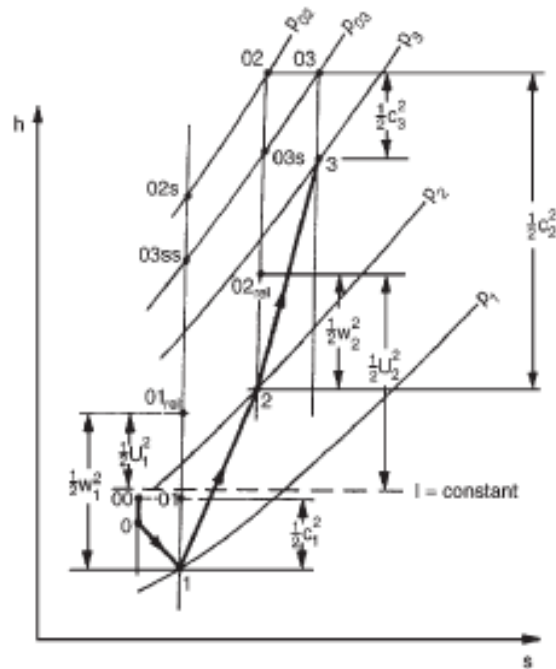
Prikaz radijalnog stupnja 2.2 sa unazad povinutim lopaticama :



trokuti brzina na ulazu i izlazu iz rotora (dolje) 2.3



h-s dijagram jednog kompresorskog stupnja 2.4



Ulaz u kompresor

Fluid ubrzava od brzine c_0 do c_1 i statički tlak pada sa p_0 na p_1 kao što je prikazano na slici. Budući da je zaustavna entalpija konstantna vrijedi :

$$h_0 + \frac{1}{2}c_0^2 = h_1 + \frac{1}{2}c_1^2$$

Pretvorba u impeleru

Promjena entalpije u rotoru definirana je sljedećim izrazom :

$$h_2 - h_1 = \frac{1}{2}(U_2^2 - U_1^2) + \frac{1}{2}(w_1^2 - w_2^2)$$

Ovaj izraz pokazuje razlog zbog kojeg je porast statičke veličine entalpije u centrifugalnom kompresoru toliko veći u usporedbi sa jednim stupnjem aksijalnog kompresora.

Na desnoj strani drugi član prikazuje razliku kvadrata relativnih brzina koja je prisutna i kod aksijalnog kompresora ,međutim prvi član sadrži komponentu zbog centrifugalne akcije koja je jednaka nuli ako strujnice ostaju na istom radijusu prije i poslje rotora .

Očuvanje rotalpije

Kod kompresora specifični rad koji obavi medij mora biti jednak prirastu statičke entalpije što zapravo pokazuju sljedeći izrazi :

Prvi glavni stavak termodinamike :

$$dE = dQ - dW / \int$$
$$\dot{Q} - \dot{W}_x = \dot{m} [(h_2 - h_1) + (c_2^2 - c_1^2) + g(z_2 - z_1)]$$

Pretpostavimo kako je zanemariva promjena geodetske visine i kako je proces adijabatski -tada je rad koji se mora predati u kompresoru jednak :

$$\dot{W}_c = -\dot{W}_x = \dot{m}(h_{02} - h_{01})$$

Kompresor obavlja specifičan rad predan fluidu koji predstavlja porast statičke entalpije te ga je moguće izjednačiti sa radom dobivenim preko trokuta brzina (impulsnog stavka):

$$\Delta \dot{W}_c = \dot{W}_c / \dot{m} = U_2 C_{\theta 2} - U_1 C_{\theta 1} = h_{02} - h_{01}$$

Ova relacija vrijedi u stacionarnom adijabatskom i nepovratnom strujanju kroz impeller kompresora. Nakon nekih preinaka te dodavanja $h_0 = h + \frac{1}{2}c^2$ izraz postaje :

$$h_1 + \frac{1}{2}C_1^2 - U_1 C_{\theta 1} = h_2 + \frac{1}{2}C_2^2 - U_2 C_{\theta 2}$$

Ova funkcija ima jednaku vrijednost na ulasku i izlasku iz impelera te se naziva rotalpija koja a predstavlja kontrakciju rotacione statičke entalpije i mehaničko svojstvo fluida i od važnosti je kod proučavanja relativnih strujanja u rotacionim sustavima. Budući da je nepromjenjena između ulazi i izlaza iz impelera smatra se konstantnom.

Ponajviše dobiva prirast uslijed trenja i bez dovodenja topline kod viskoznih i stacionarnih strujanja. Prirast ove velične je zapravo zanemriv kod tipičnih radnih uvjeta a može predstavljati gubitak rada za kompresor do 1.2 % no ovu vrijednost nije moguće točno izračunati ; prema Bosman-Jadayel istraživanju (1996) .

Iz sljedeće jednakosti transparentnije je vidljiv karakter same rotalpije .

$$h_{02} - h_{01} = U_2 C_{\theta 2} - U_1 C_{\theta 1} + W_f / \dot{m}$$

Difuzor

Fluid se usporava adijabatski od brzine c_2 na brzinu c_3 , statički tlak raste od p_2 do p_3 što se vidi na slici 2.4. Kako spiralni kanal i izlaz iz difuzora uzrokuju neko usporenje, razumljiva je promjena stanja cijele difuzije iz točke 2 u točku 3. Budući da je zaustavna entalpija $h_{02} = h_{03} = konst.$ u stacionarnim adijabatskim uvjetima strujanja bez rada na vratilu. Na prikazu 2.4 proces je prikazan kao ireverzibilan; kroz proces gubi se statički tlak o p_{02} do p_{03} .

2.2 Ograničenja ulazne brzine struje

Ulazni (usisni) vod je važna i kritična regija centrifugalnih kompresora i zahtjeva pornije razmatranje pri konstruiranju turbostroja.

Ako je ulazna brzina strujanja prevelika, relativne brzine mogu uzrokovati gubitke tlaka u impeleru. Machov broj također može biti relevantan kod centrifugalnih kompresora. Prikladnim dimenzioniranjem usisa ili relevantnih parametara brzina ulaza struje može biti optimalizirana.

Jedna preliminarina procijena može biti izvedena iz slijedećih izraza.

Relativna brzina na ulazu :

$$w_1 = (c_{x1}^2 + U^2)^{1/2}$$

Ona je na maksimumu na radijusu vrha lopatice r_{s1} . Protok kroz kompresor kroz ulaznu površinu je :

$$Q = c_{x1} A_1 = \pi(r_{s1}^2 - r_{h1}^2)(w_{s1}^2 - \Omega^2 r_{s1}^2)^{1/2}$$

Ako odredimo protok Q i r_{h1} te tražimo r_{s1} očito će doći do dva slučaja :

- 1) Ako je r_{s1} veći od onog koji zadovoljava jednadžbu kontinuiteta, aksijalna brzina toka je mala ali je brzina lopatice velika (obodna)
- 2) Ako je r_{s1} manja od potrebne, obodna brzina je manja ali je aksijalna potrebna brzina veća

Obje mogućnosti produciraju veliku relativnu brzinu međutim postoji neki optimalni ulazni radijus za koji je relativna brzina minimalna.

Za maksimalni protok derivacija bi iznosila :

$$\frac{1}{\pi} \frac{\partial Q}{\partial r_{s1}} = 2r_{s1}(w_{s1}^2 - \Omega^2 r_{s1}^2)^{1/2} - (r_{s1}^2 - r_{h1}^2)\Omega^2 r_{s1} / (w_{s1}^2 - \Omega^2 r_{s1}^2)^{1/2} = 0$$

Nakon pojednostavljenja :

$$2(w_{s1}^2 - \Omega^2 r_{s1}^2) = (r_{s1}^2 - r_{h1}^2) \Omega^2 ; k = 1 - (r_{h1} / r_{s1})^2 ; U_{s1} = \Omega r_{s1}$$

$$2c_{x1}^2 = k U_{s1}^2$$

koeficijent optimalne ulazne brzine je tada :

$$\phi = c_{x1} / U_{s1} = \operatorname{ctg} \beta_{s1} = (k / 2)^{1/2}$$

Ova jednadžba prikazuje optimalne uvjete za trokute ulaznih brzina u uvjetima prema omjera srednjeg radijusa .

Tipične vrijednosti su $0.3 \leq r_{h1} / r_{s1} \leq 0.6$ a optimalni kut relativne brzine na vrh lopatice leži između 56 i 60 stupnjeva.

2.3 Ograničenje uslijed machovog broja

Da bi se zadržala što veća korisnost neophodno je ograničiti reltivni machov broj na ulazu u kompresor.

gdje je :

$$k = 1 - (r_{h1} / r_{s1})^2 ; U_{s1} = \Omega r_{s1}$$

slijedi :

$$1) A_1 = \pi k U_{s1}^2 / \Omega^2$$

$$2) \dot{m} = \rho_1 A_1 c_{x1} , c_{x1} = w_{s1} \cos \beta_{s1} , U_{s1} = w_{s1} \sin \beta_{s1}$$

Uz izraz 1) može se zapisati kombinirajući sa izrazom 2) :

$$3) \frac{\dot{m} \Omega^2}{\rho_1 k \pi} = w_{s1}^3 \sin^2 \beta_{s1} \cos \beta_{s1}$$

za idealni plin može se pisati : $\frac{\rho}{\rho_0} = \frac{p}{p_0} \cdot \frac{T}{T_0}$

$$C_p T_0 = C_p T + \frac{1}{2} c^2$$

gdje je : $C_p = \gamma R / (\gamma - 1)$

iz toga proizlazi :

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 = \frac{a_0^2}{a^2}, \text{ a za izentropsko strujanje - } \frac{p}{p_0} = \left(\frac{T}{T_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

4) Apsolutni i relativni machovi brojevi :

$$M_1 = c_{x1} / a_1 = M_{r1} \cos \beta_{s1}, \quad w_{s1} = M_{r1} a_1$$

Koristeći prethodne izraze i izraz 3) dobiva se relacija :

$$5) \quad \frac{m\Omega^2 RT_{01}}{k\pi p_{01}} = \frac{M_{r1}^3 a_1^3}{\left[1 + \frac{1}{2}(\gamma - 1)M_1^2\right]^{1/(\gamma-1)}} \sin^2 \beta_{s1} \cos \beta_{s1}$$

$$\text{Budući da je ; } a_{01} / a_1 = \left[1 + \frac{1}{2}(\gamma - 1)M_1^2\right]^{1/2}, \quad a_{01} = (\gamma RT_{01})^{1/2}$$

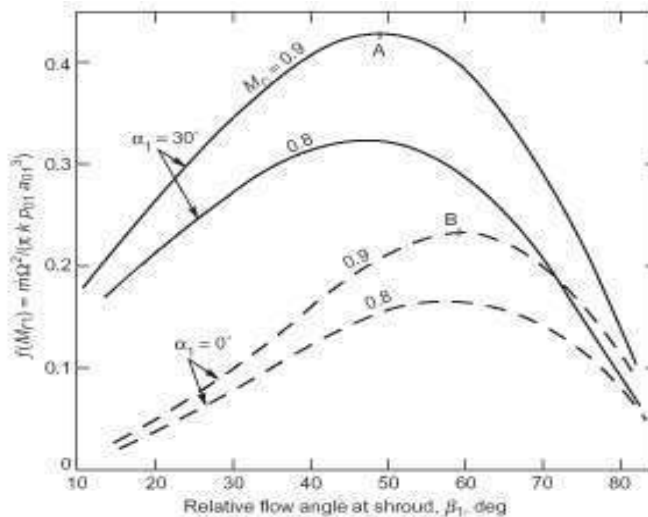
Nakon preinaka izraz 5) postaje :

$$\frac{m\Omega^2}{\pi k \gamma p_{01} (\gamma RT_{01})^{1/2}} = \frac{M_{r1}^3 \sin^2 \beta_{s1} \cos \beta_{s1}}{\left[1 + \frac{1}{2}(\gamma - 1)M_{r1}^2 \cos^2 \beta_{s1}\right]^{1/(\gamma-1)+3/2}}$$

Za određeni plin i poznate ulazne veličine moguće je specificirati vrijednosti γ , R , p_{01} i T_{01} te opisati $\dot{m}\Omega^2 / k$ kciju od relativnog macha M_{r1} i β_{s1} .

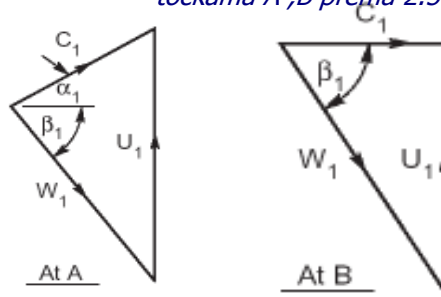
Postavljajući neku vrijednost M_{r1} kao granicnu može biti pronađena optimalna vrijednost kuta beta. Grafička, najjednostavnija preliminarna metoda za određivanje β_{s1} ilustrirana na sljedećoj slici. Odeđujući M_{r1} može se odrediti dakle β_{s1} za neki optimalan protok. Ako se uvrsti $\gamma = 1.4$ za dvoatomni plin gornja jednačja postaje :

$$f(M_{r1}) = \dot{m}\Omega^2 / (\pi k p_{01} a_{01}^3) = \frac{M_{r1}^3 \sin^2 \beta_{s1} \cos \beta_{s1}}{\left(1 + \frac{1}{5} M_{r1}^2 \cos^2 \beta_{s1}\right)}$$



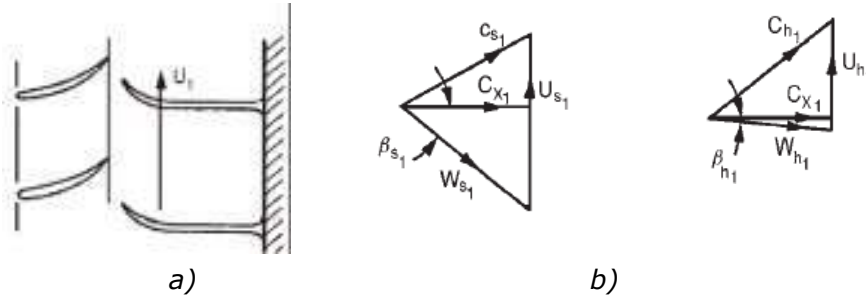
Slika 2.5 a) prikazuje varijaciju funkcije masenog protoka centrifugalnog kompresora sa i bez usmjeravajućih lopatica.

2.5 b) Trokuti brzina nacrtani su u mjerilu za mchov broj $Mr_1=0.9$ kao vršne vrijednosti u točkama A,B prema 2.5 a)



Shepherd (1956) razmatra generalniji pristup usisa kompresora koji uključuje efekt nastalog slobodnog predvrtloga tj. pre-rotacije. On je određen sljedećim izrazima iz torkuta brzina prema sljedećoj slici 2.6. Predvrtlog se dobiva podešavanjem usmjeravajućih lopatica c_θ protustrujno 2.6 a).

Trokuti brzina prema slici pokazuju kako lopatice koje vode struju smanjuju relativnu brzinu nastrujavanja. Ove lopatice (pretkola) su dizajnirane kako bi proizvele distribuciju brzina slobodnog ili prisilnog vrtloga. Kod slobodnog vrtloga aksijalna brzina C_x je konstantna a varira obrnutoproporcionalno radijusu .



Usmjeravajuće lopatice i lopatice impelera te trokut brzina na ulazu i izlazu iz kompresora (shroud and hub) Slika 2.6

Može se pisati

$$c_1 = c_x / \cos \alpha_1 = w_1 \cos \beta_1 / \cos \alpha_1,$$

$$M_1 = \frac{c_1}{a_1} = \frac{w_1 \cos \beta_1}{a_1 \cos \alpha_1} = M_{r1} \left(\frac{\cos \beta_1}{\cos \alpha_1} \right)$$

I također $U_1 = w_1 \sin \beta_1 + c_1 \sin \alpha_1 = w_1 \cos \beta_1 (\tan \beta_1 + \tan \alpha_1)$

$$\dot{m} = \rho_1 A_1 c_{x1},$$

$$\dot{m} = \frac{\pi k}{\Omega^2} \rho_1 U_1^2 w_1 \cos \beta_1 = \left(\frac{\pi k \rho_1}{\Omega^2} \right) w_1^3 \cos^3 \beta_1 (\tan \beta_1 + \tan \alpha_1)^2$$

Uz ranije prikazane relacije i $\gamma=1.4$ dobiva se funkcija :

$$f(M_{r1}) = \frac{\Omega^2 \dot{m}}{\pi k \rho_{01} a_{01}^3} = \frac{M_{r1}^3 \cos^3 \beta_1 (\tan \beta_1 + \tan \alpha_1)^2}{\left(1 + \frac{1}{5} M_{r1}^2 \cos^2 \beta_1 / \cos^2 \alpha_1\right)^4}$$

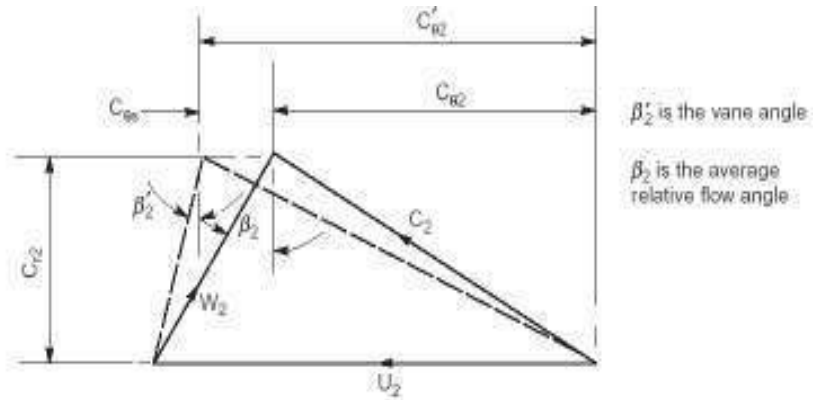


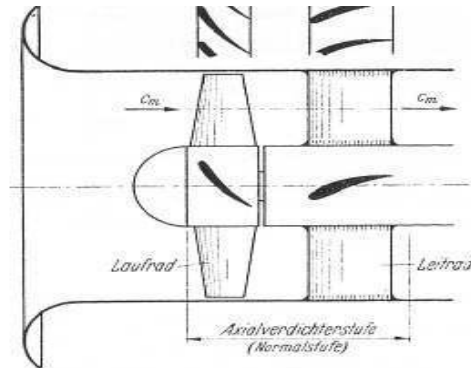
FIG. 7.7: Actual and hypothetical velocity diagrams at exit from an impeller with back swept vanes.

2.7 Razlika kuta lopatice i prosječnog kuta relativnog nastrojavanja

$$i = \beta_1 - \beta_1'$$

(eng. angle of incidence)

Aksijalni turbokompresor



2.8 a) prikaz stupnja kompresora

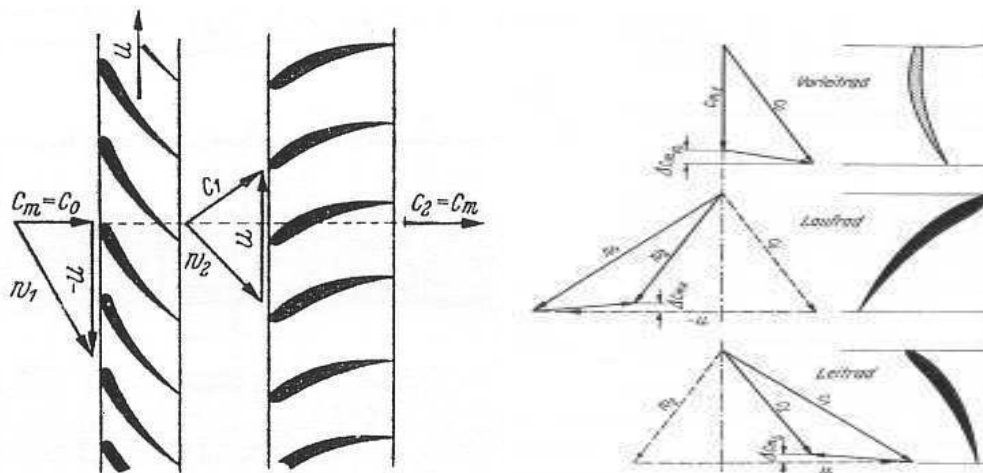
2.4 Stupanj aksijalnog kompresora

Da bi se promatrao tok komprimiranja plinske struje prolazom kroz jedan stupanj aksijalnog turbokompresora treba promatrati strujnice na koaksijalnoj valjkastoj površini oko vratila. Strujnice su geometrijske izvodnice valjka na kojem se odvija strujanje pa kada se plašt toga valjaka razvije u ravninu dobiva se model ravninskog strujanja kroz mrežu neograničenog broja lopatica.

Ovaj model zanemaruje komponente radijalnog strujanja ali ovo nije presudno za spoznavanje načela djelovanja kompresora.

Plinska struja koja nailazi na rotor brzinom \mathbf{C}_0 nakon zahvata lopatica poprimi obodnu brzinu \mathbf{U}_1 . Vektorskim sumiranjem brzine \mathbf{C}_0 i \mathbf{U}_1 za rotirajuću česticu plina postaje mjerodavna relativna brzina \mathbf{W}_1 kojom se onda počinje kretati između lopatica.

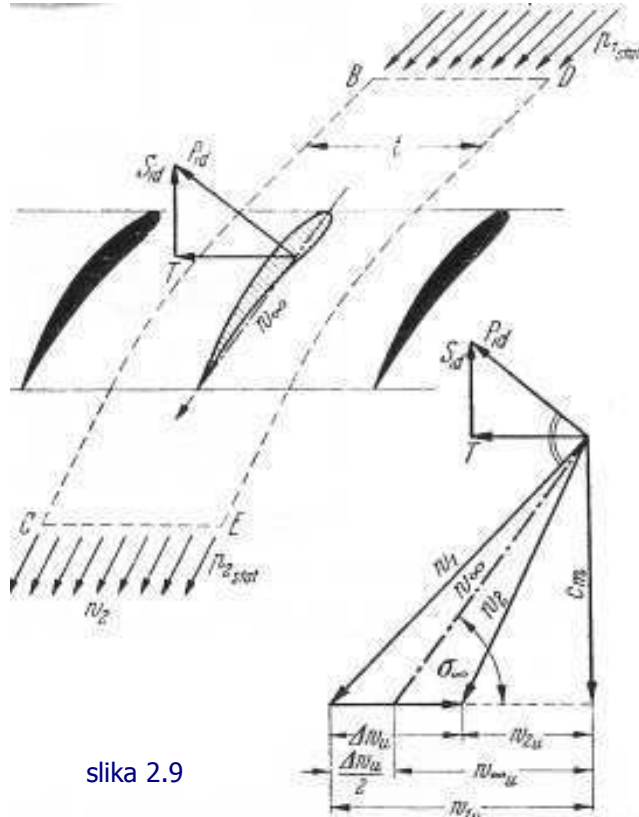
Prolaskom kroz kolo rotora brzina čestice fluida se smanjuje sa \mathbf{W}_1 na \mathbf{W}_2 na izlazu, $\mathbf{W}_1 > \mathbf{W}_2$. Prolaskom kroz rotor povećava se tlak a vektorskim sumiranjem \mathbf{W}_2 i obodne brzine \mathbf{U} dobiva se apsolutna brzina plina \mathbf{C}_2 na izlazu iz rotora, nadalje ova brzina opada kroz statorsche kanale do neke izlazne $\mathbf{C}_2 = \mathbf{C}_m$ sa kojim struja napušta stupanj. Ovdje se ponovo odvija porast tlaka i pad kinetičke energije fluida.



Tokuti brzina stupnja aksijalnog kompresora 2.8 b)

2.5 Glavne veličine aksijalnog kompresora

Za računanje sile koju prenosi jedan profil u strujanju npr. za računanje reakcije profila u nekom dijelu, potrebno je odrediti koja količina fluida prodje kroz segment t između udaljenosti \overline{BD} i \overline{CE} (prema slici 2.9) pri tom treba prvo smatrati kao da nema trenja i promjene gustoće radnog medija. Ispred rešetke plin ima statički tlak P_{2stat} pa se prema bernoulijevoj jednadžbi može pisati :



slika 2.9

$$p_{tot} = p_{stat} + \frac{1}{2} \rho w^2 = const$$

Ovdje je p_{tot} totalni tlak struje

$$p_{1stat} = p_{tot} - \frac{1}{2} \rho w_1^2$$

$$p_{2stat} = p_{tot} - \frac{1}{2} \rho w_2^2$$

proizlazi da je razlika tlaka između \overline{BD} i \overline{CE}

$$\Delta p_{stat} = \frac{1}{2} \rho (w_1^2 - w_2^2)$$

Budući da je strujanje nekompresibilno meridijalna brzina je konstantna :

$$c_{m1} = c_{m2} = c_{m3}$$

$$w_1^2 = c_m^2 + w_{1u}^2, w_2^2 = c_{2m}^2 + w_{2u}^2$$

$$\Delta p_{\text{stat}} = \frac{1}{2} \rho (w_{1u}^2 - w_{2u}^2)$$

Iz ove razlike tlaka prije i poslje rešetke sa profilima nastaje komponenta sile okomito na aksijalnu os i moguće je izračunati aksijalni impuls S_{id} .

$$S_{id} = b \cdot t \cdot \frac{1}{2} \rho (w_{1u}^2 - w_{2u}^2) = b \cdot t \cdot \rho \frac{(w_{1u} + w_{2u})}{2} (w_{1u} - w_{2u})$$

gdje je $b = d \cdot r$ i "d" radijalna razlika susjednih isjecaka koaksijalnog cilindra

$$\frac{(w_{1u} + w_{2u})}{2} = w_{\infty u}$$

$$(w_{1u} - w_{2u}) = \Delta w_u$$

$$S_{id} = b \cdot t \cdot \rho \cdot w_{\infty u} \cdot \Delta w_u$$

-što je komponenta sile u smjeru aksijalne osi.

Tangencijalna je prema impulsnom stavku :

$$T = \dot{m} \Delta v \text{ budući da je } \dot{m} = \rho \cdot b \cdot t \cdot c_m$$

$$\Delta w = (w_{1u} - w_{2u})$$

$$T = \rho \cdot b \cdot t \cdot c_m (w_{1u} - w_{2u})$$

S_{id} i T daju rezultirajuću P_{id}

$$P_{id}^2 = S_{id}^2 + T^2 = (\rho \cdot b \cdot t \cdot \Delta w_u)^2 (w_{\infty u}^2 + c_m^2)$$

$$w_{\infty u}^2 + c_m^2 = w_{\infty}^2$$

$$P_{id} = \rho \cdot b \cdot t \cdot w_{\infty} \cdot \Delta w_u$$

Iz trokuta brzina (2.9) vidljivo je da je rezultirajuća P_{id} okomita na relativnu brzinu w_{∞} .

Dalje je moguće je napisati izraz za cirkulaciju oko svakog profila :

$$\Gamma_{\text{profila}} = c_{2u} \cdot t_2 - c_{1u} \cdot t_1 \quad t = t_1 = t_2$$

$$c_{2u} - c_{1u} = w_{1u} - w_{2u} = \Delta w_u$$

$$\Gamma_{\text{profila}} = t \cdot \Delta w_u$$

$$c_{\Gamma} = \frac{P_{id}}{\frac{1}{2} \rho w_{\infty}^2 l \cdot b} \text{ -bezdimenzionalna cirkulacija oko profila}$$

$$c_{\Gamma} \frac{l}{t} = \frac{2 w_u}{w_{\infty}}$$

Ukupni prirast tlaka u stupnju

$$\Delta p_{tot} = \Delta p_{statR} + \Delta p_{statS}$$

$$\Delta p_{statR} = \rho w_{\infty U} \cdot \Delta w_u$$

$$\Delta p_{statR} = \rho w_{\infty U} \cdot \Delta c_u$$

$$\Delta c_u = \Delta w_u$$

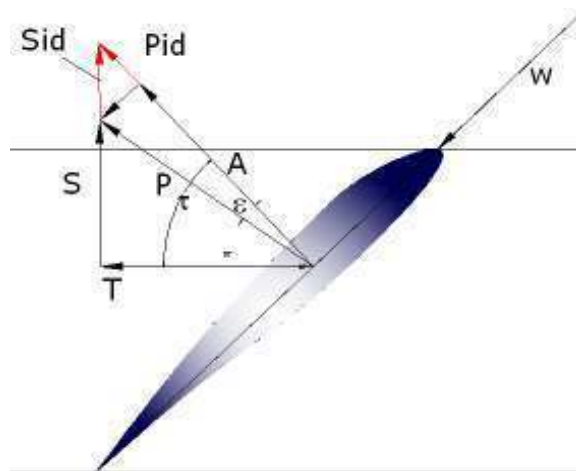
$$\Delta p_{tot} = \rho \cdot u \cdot \Delta w_u$$

Kombinirajući ove izraze i one za bezdimenzionalnu cirkulaciju :

$$C_r \frac{l}{t} = \frac{2\Delta p_{tot}}{\rho \cdot u \cdot w_{\infty}}$$

$C_r \frac{l}{t}$ je takozvani koeficijent opterećenja ,vrlo važan za izravno ocjenjivanje rešetke pomoću trokuta brzina . Ukupan porast totalnog tlaka u aksijalnom kolu je konstantan, s druge strane srednja relativna brzina w^{∞} u blizini napadnog ruba je manja nego na izlaznom rubu pa vrijedi :

$$C_r \frac{l}{t}_{napadni} = C_r \frac{l}{t}_{izl.rub}$$



Slika 2.10

Također opteretivost stupnja rotorske ili statorsche rešetke a time i cijelokupni porast totalnog tlaka je u općenito određena ponašanjem strujanja na napadnom rubu .

Kod stvarnih fluida djeluju na profil također otpori trenja koji djeluju u smjeru srednje relativne brzine w^{∞} . Pritom će se idealni P_{id} i S_{id} smanjiti .

Impulsni stavak ipak nedvojbeno ovdje vrijedi i neovisno o utjecajima trenja , tangencijalna sila na profil ostaje nepromjenjena unatoč promjenama obodnih komponenti relativnog strujanja $\Delta W_u = W_{1u} - W_{2u}$, pri tome je $P^2 = S^2 + T^2$. Komponenta P okomita na na srednju relativnu brzinu W^∞ naziva se impuls A . Omjer $W/A = \tan(\varepsilon)$ prema trokutu brzina .

Može se potom napisati i bezdimenzijonalna cirkulacija i pripadni koeficijent otpora preko trokuta brzina a proizlazi tangencijalna i aksijalna komponenta sile te izraz za porast statičkog tlaka.

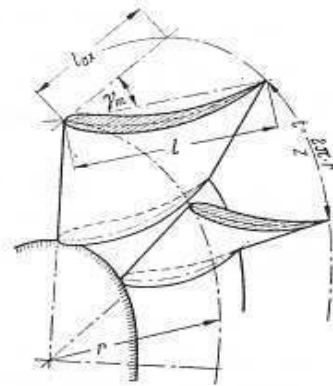
Slika 2.11

$$c_a = \frac{A}{\frac{1}{2} \rho W_\infty^2 l \cdot b} , c_w = \frac{W}{\frac{1}{2} \rho W_\infty^2 l \cdot b}$$

$$T = A \cos(\tau_\infty) + W \sin(\tau_\infty)$$

$$S = A \sin(\tau_\infty) - W \cos(\tau_\infty)$$

$$\Delta p_{stat} = \frac{S}{t \cdot b} = c_a \frac{l}{t} (1 + \varepsilon \tan(\tau_\infty)) \cdot \frac{W_\infty^2}{2}$$



$$\text{Iz ovih jednadžbi definira se } c_a \frac{l}{t} = \frac{2W_u}{W_\infty} \frac{1}{1 + \varepsilon \tan(\tau)} , \varepsilon \ll c_a$$

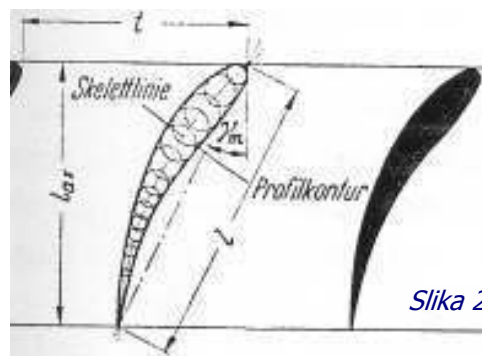
Praktično je potvrđeno kako je da bi se postigao dobar stupanj iskoristivosti potrebno da spomenute karakteristike budu u određenim zadanim okvirima kako slijedi :

$$c_a \approx c_r \sim 0.8 \text{ do } 1.5$$

Takodjer potrebno je i da omjer $\frac{l}{t} \geq 0.5$ gdje je l duljina tetive profila ;

$$c_r \frac{l}{t} = 1.5 - 2.5$$

Moguće je također da ovaj broj premašuje ovu vrijednost ali je potrebno uzeti u obzir da upotreba ovog maksimalnog iznosa opterećenja može biti dostatna za savladavanja otpora profila što istodobno ima za posljedicu pad iskoristivosti aksijalnog stupnja .



Slika 2.12

2.6 Ostale karakteristike turbokompresora

Porast totalnog tlaka u stupnju aksijalnog kompresora je razlika između totalnog tlaka prije i poslije stupnja. Statički porast tlaka jednog stupnja je suma porasta tlakova u rotoru i u statoru .

$$\Delta p_{tot} = \Delta p_{a_{tot}} - \Delta p_{E_{tot}}$$

$$\Delta p_{stat} = \Delta p_{stat,R} + \Delta p_{stat,S} = p_{2stat} - p_{1stat}$$

Efektivni porast tlaka u rešetci :

$$\Delta p_{eff} = p_{Astat} - p_{Etot}$$

Takodjer moze se pisati kako je efektivna izentropska visina dobave :

$$\Delta p_{eff} = p_{Astat} - p_{Etot}$$

$$h_{deff} = h_{dstat} R + h_{dstat} L$$

$$0 \leq \lambda \leq 1 \quad \lambda = 1 - \left(\frac{c_a}{c_2} \right)^2 \approx 1 - \text{iskoristivost energije strujanja}$$

η_D – iskoristivost difuzora

η' – gubitci u usisu i pretkolu ≈ 1

$$h_{adeff} = h_{dstat} + \lambda \eta_D \frac{c_2^2}{2g} - \frac{c_0^2}{\eta' 2g}$$

$$h_{adeff} = h_{dstat} + \frac{1}{2g} (c_2^2 - c_0^2)$$

$$c_0 \approx c_2$$

$$h_{adeff} \approx h_{dstat} \approx h_{dtot}$$

Za svaki kompresor je poželjno da pokriva što veće područje rada pri istovremeno što je moguće manjim gabaritima . Kako bi se ovo razmatralo uvode se bezdimenzionalne karakteristike

Koeficijent protoka (dobave, volumena, njem. *lieferzahl*) : opisuje omjer stvarno isporučenog protoka i onog teoretski maksimalno mogućeg (*produkt mjerodavne brzine i površine presijeka*):

$$\varphi = \frac{\dot{V} / A}{u_a}$$

kod radijalnog kompresora

$$\varphi = \frac{\dot{V}}{u \frac{d_2^2 \pi}{4}}$$

kod aksijalnih :

$$\varphi = \frac{\dot{V}}{\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) c_m}$$

Koeficijent tlaka: Pretvorba tlaka u stupnju opisuje se ovim brojem .

Prema konvenciji ovaj tehnički rad odnosno izentropska promjena entalpije dijeli se sa kvadratom obodne brzine , pri tome se mogu upotrijebiti statičke ili totalna veličina .Uobičajeno se upotrebljava $\frac{1}{2}$ obodne brzine (u nazivniku).

Ovaj broj povezuje idealiziranu promjenu entalpije (izentropsku,dakle ne stvarnu) sa kinetičkom energijom kružnog gibanja (kvadratom izlazne brzine).

Omjer razlike tlaka (prije i poslje stupnja) te dinamičkog tlaka obodne brzine.

$$\psi = \frac{H_{ad}}{\frac{A u_a^2}{2g}} = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2} u_a^2}$$

Za jednostavan trokut brzina aksijalnog kompresora može se pisati

$$\psi = - \frac{C_{u2} - C_{u1}}{u}$$

Ovo pokazuje izravno i aerodinamičko opterećenje stupnja ,odnosno mjera za to je koliko jako se promjeni radom inducirana brzina u odnosu na nivo obodne brzine u .

Za koeficijent tlaka može se primjeniti i izraz : $\psi = \frac{2\Delta p_{tot}}{\rho u_a^2}$

Stupanj iskoristivosti (*wirkungsgrad*) za potpunu formulaciju potrebne su sljedeće informacije:

- o ravnotežnom procesu (definiraju se izentropski , politropski koeficijenti iskoristivosti)
- o ulazno - izlaznom stanju : ovdje se uobičajeno gelda neko izlazno postignuto stanje npr. koristi se statički izlazni tlaka budući da difuzor koji slijedi nikada ne uspijeva potpuno pretvoriti kinetičku energiju u korist tlaka .
- dali je upotrijebljeni rad jednak aerodinamičkom radu lopatice ili je uključeno trenje brtvi ili ležajeva (*mehanički gubitci*)

stupanj iskoristivosti može se definirati i kao :

$$\eta = \frac{\dot{V} \Delta p}{P_w} = \text{snaga predana fluidu} / \text{snaga predana na vratilu}$$

Želi se postići što veći koeficijent protoka kod koincidentno visokog koeficijenta tlaka.Za otprilike konstantan optimalan stupanj iskoristivosti potrebna je što veća snaga predana fluidu pri što manjim dimenzijama .Također potrebno je da gustoća snage bude što veća ,odnosno da umnožak $\phi \cdot \psi$ bude što je moguće veći .

Gustoća snage= $\phi \cdot \psi$ (njem.*Leistungsdichte,eng.power density*)

Slika 2.13 prikazuje širinu upotrebe dva radijalna kompresora ,prvi (1) ima vrlo visok stupanj iskoristivosti no pokriva malo područje protočnih volumena , drugi (2) ima visok stupanj iskoristivosti i pokriva široko područje protoka .

Slika 2.13

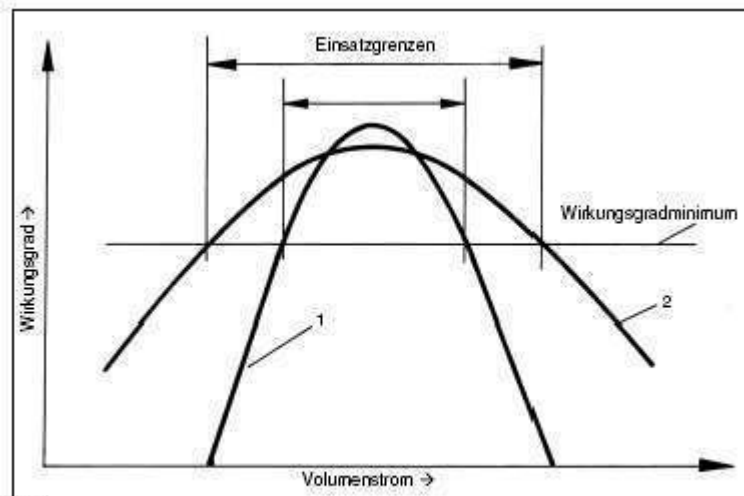


Bild 4:
Schema: Einsatzgrenzen zweier Radialräder, Rad 1: sehr hoher Wirkungsgrad, kleiner Einsatzbereich; Rad 2: hoher Wirkungsgrad, großer Einsatzbereich

Koeficijent tlaka kod radijalnog kompresora sa unazad povinutim lopaticama povećava se sa izlaznim kutem β . Međutim ovaj kut ne može stalno rasti ,kod konstantnog broja lopatica pri povećavanju izlaznog kuta može se očekivati odvajanje strujanja na potlačnoj strani . Stoga je moguće samo povećavati broj lopatica kako bi se odvajanje strujanja i opterećenje lopatice zadržalo u prihvatljivim granicama . Povećanje broja lopatica ponovo pak vodi do povećanja utjecaja trenja i graničnog sloja te unutarnje gubitke.

Slika 2.14 meridijalni presjek radijalnog kompresora :

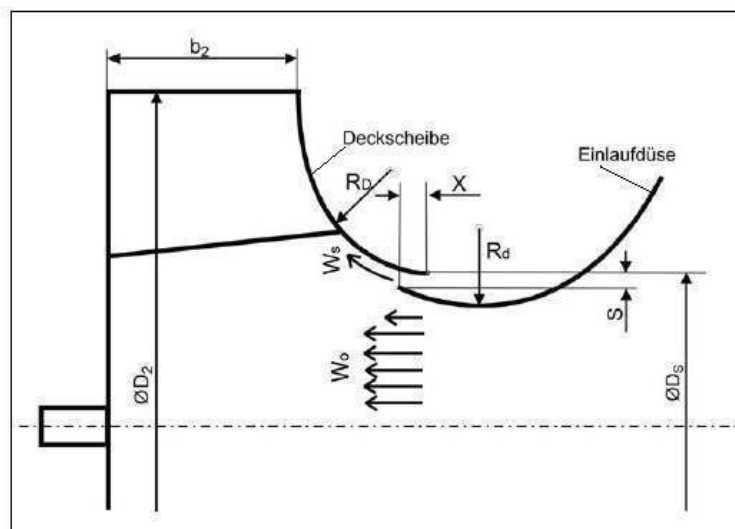


Bild 7: Meridianschnitt des freilaufenden Rades

Kao najjednostavnija mjera za povećanje injektivnosti a time i volumnog protoka može se proširiti širina impelera **b**. (prema sl.2.14)

Protok raste proporcionalno proširenju lopatice međutim ni to se ne može stalno povećavati. Fizikalne granice postoje kroz odvajanje strujanja i mehanička naprezanja. Pri nekom omjeru $D2/b2$ strujanje ne nalježe nailazići na meridijalni presijek što ima za posljedicu smanjenje koeficijenta tlaka i protoka kao i stupnja iskoristivosti.

Odavde slijedi zahtjev za optimiranje strujanja prema nekoj protočnoj količini dobivenoj iz odnosa na usisnoj strani lopatice s/Ds prema 2.14 (njem.spalt-ansaugverhältnis) a kroz to i brzine vrtnje impelera. Pri ovome će se se reducirati zrak koji se tangencijalno vraća s lopatica od pokrovnog diska (njem.deckscheibe).

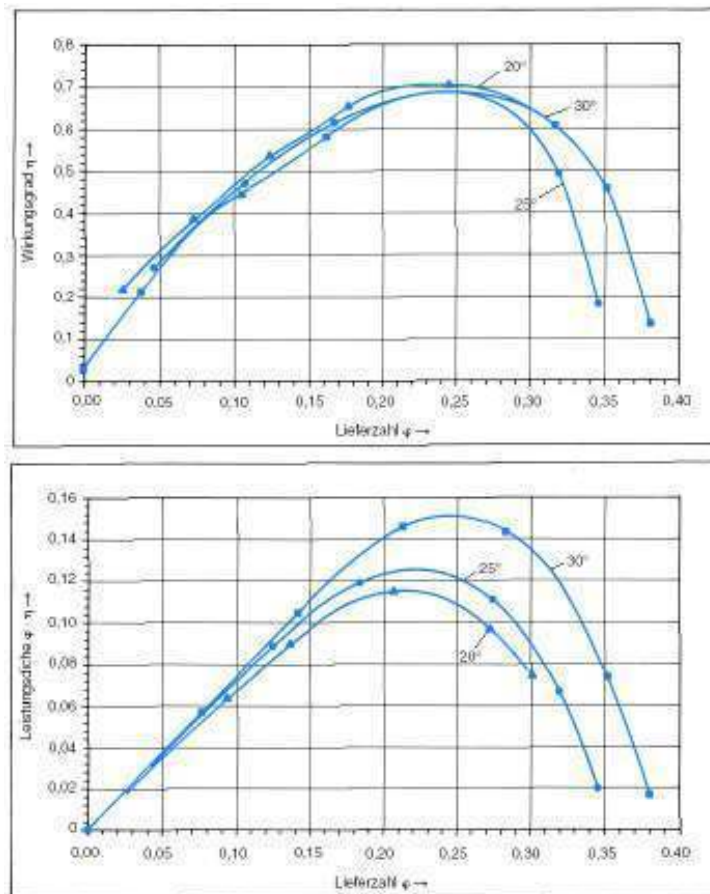
Kroz to će se i energetski siromašan granični sloj obogatiti iz sekundarnog upuhanog zraka pa će se ova promjenu smijera stabilizirati strujanje.

Efektivnost ovog strujanja kroz procjep za poboljšano vođenje struje ovisi o optimalnom omjeru brzina $ws/w0$.(slika 2.14)

Sa povećanjem gustoće snage uslijed povećanja koeficijenta protoka može se lako izračunati blago opadajući ψ . Slijed i i opadanje impulsa na lopatici kroz smanjen statički tlak koji sada reducira odnos brzina na lopatici $ws/w0$.

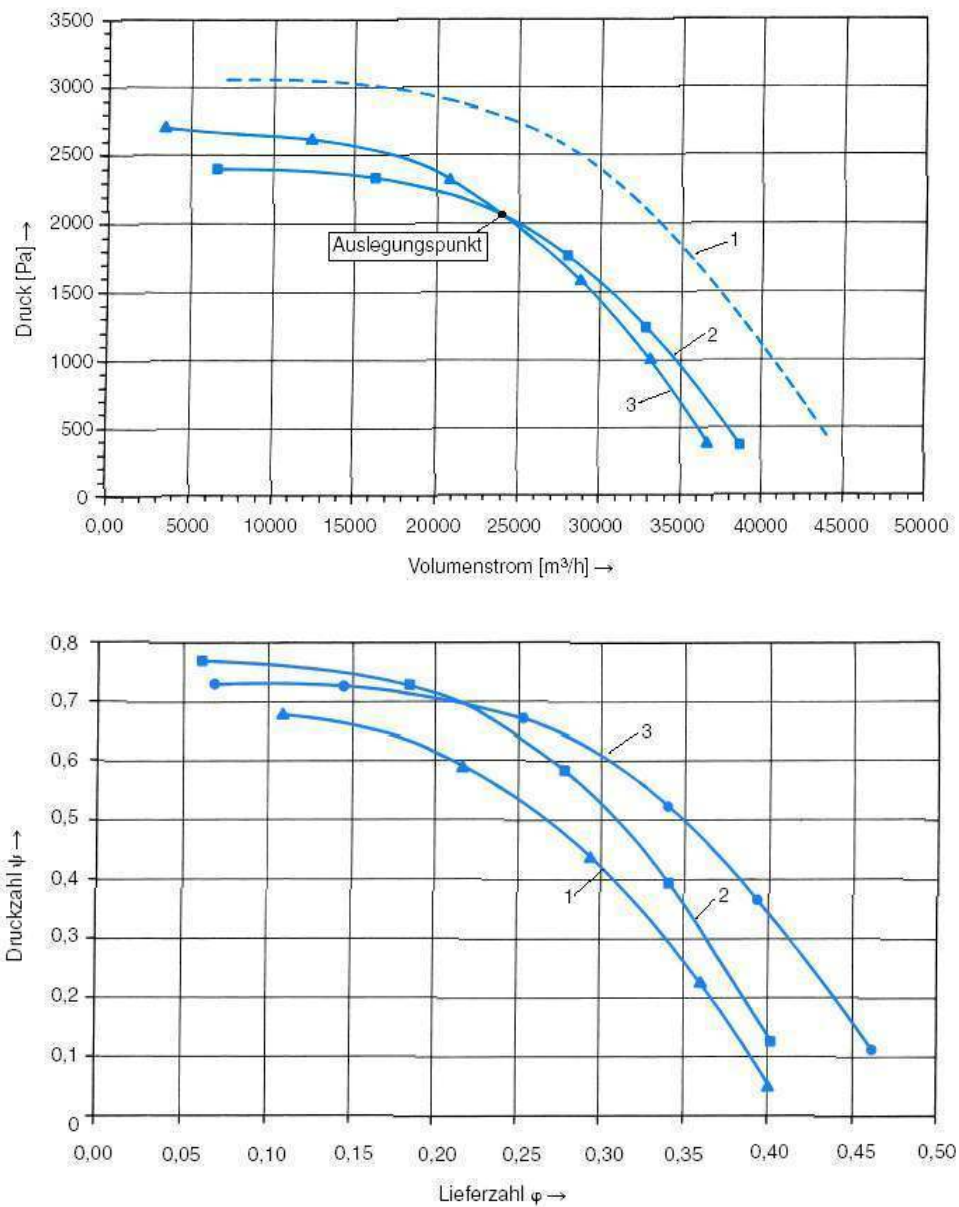
Uzme li se prema tome nepovoljan omjer $ws/w0$, tj. brzina u procijepu/osnovna brzina (njem.spalt/grund geschwindigkeitverhältnis) nastupa i odvajanje strujanja .

Slika 2.15 prikazuje jasno ovisnost povećanja gustoće snage sa rastućim izlaznim kutem kod centrifugalnog kompresora .Sa povećanjem gustoće snage na ovaj način vidljiv je lagani pad koeficijenta iskoristivosti čije optimalne vrijednosti leže između 1-1.5%.Najbolja iskoristivost počinje pri 21% za kompresor sa lopaticama pod 25° a za onaj kod kojeg su povinute pod 20° vrijednost optimuma kreće čak od 31%.



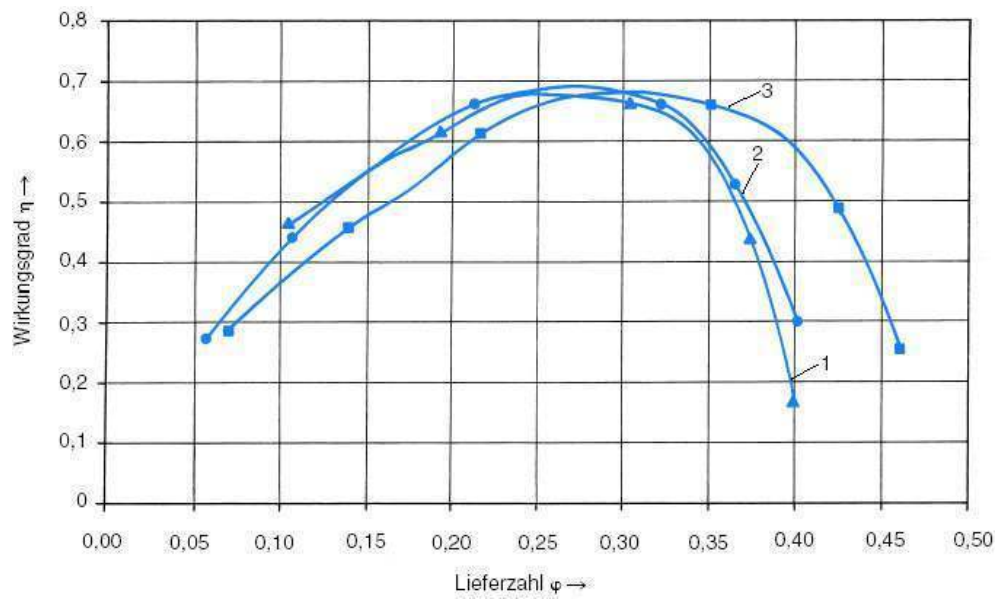
Otkrivanje zajedničkih radnih točaka korisno je pri odabiru kompresora, primjerice pri optimiranju buke, potrošnje itd. Slijede neke tipične ovisnosti :

Slika 2.16 karakteristike ER30/3.5 radijalnog i NG710 kompresora

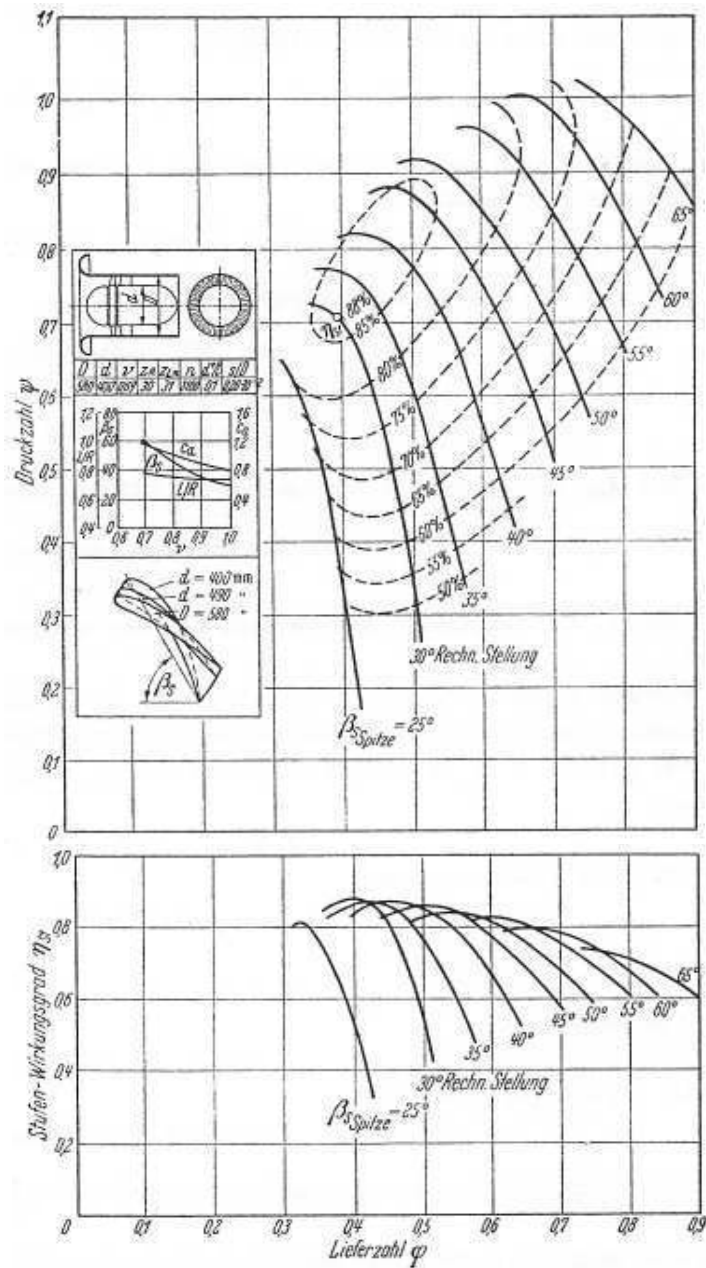


Brojevi na prikazima dobiveni su za dva kompresora pri :

- 1) 2225 min⁻¹ ER 30/3.5
- 2) 1950 min⁻¹ ER 30/3.5
- 3) 2225 min⁻¹ NG710



Slika 2.17 pokazuje karakteristiku aksijalnog kompresora ;



3. Gubici u turbostrojevima i stvarno strujanje

Pretpostavka da je rešetka turbokompresora idealna znači da se u njemu odvija potencijalno strujanje bez trenja i viskoznih sila i da se sva energija potrošena na rad kompresora utroši na komprimiranje plina. Strujanje plina kroz kanale statora i rotora odvija se uz pojavu unutrašnjeg trenja pa je raspoloživa energija za kompresiju dodatno umanjena. Plinska struja napušta stvarni rotor nekom brzinom c_3 koja uzrokuje neki izlazni gubitak. Uzevši u obzir otklon mlaza, rotoru se može predati samo energija određena sa teoretskom visinom H . Ako se od toga odbije i energija koja se troši na savladavanje gubitaka trenja u i vrtloženja u rasporu i trenja u statoru, te u eventualno pridodanom prekretnom kanalu, dobiva se nova radna točka koja određuje efektivnu visinu dizanja H_{eff} , dakle predstavlja onu energiju koja je preostala i raspoloživa je za komprimiranje plina.

3.1 Gubici centrifugalnog turbokompresora

Za svaki turbostroj vrijedi jednačina koja opisuje teoretsku dobavnu visinu bez gubitaka :

$$H_{teor} = \frac{1}{2g} [(c_2^2 - c_1^2) + (u_2^2 - u_1^2) + (w_1^2 - w_2^2)] - \text{centrifugalni}$$

$$H_{teor} = \frac{1}{2g} [(c_2^2 - c_1^2) + (w_1^2 - w_2^2)] - \text{aksijalni turbostrojevi}$$

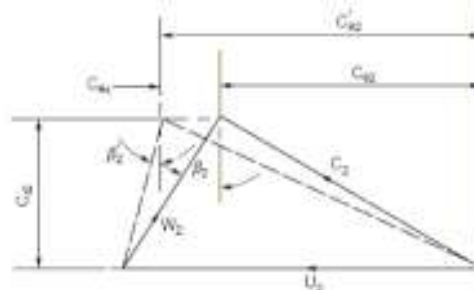
(budući da je $u_2 = u_1$ kod aksijalnog turbostroja)

Da bi se energija zakretnog momenta stvarno predavala fluidu statički tlak sa jedne i druge strane lopatice centrifugalnog kompresora mora biti različit, prednja strana potiskuje plin pred sobom pa mora postojati razlika tlaka na stranama lopatice.

Na izlazu iz rotora kada vođenje struje lopaticom prestane, strujnica sa prednje strane lopatice okreće se prema strujnici sa stražnje strane odnosno čestica fluida sa višeg tlaka potiskuje čestice koje dolaze sa nižeg tlaka.

Ovo uzrokuje otklon mlaza pa struja plina napušta rotor sa nekim otklonom β_2' a on je manji od β_2 . Ovime se mijenja izlazni trokut brzina time i obodna komponenta apsolutne brzine C_{2u} na C_{2u}' pa pada i energija koja se prenosi fluidu.

Iz ovog razloga je za konačan broj lopatica moguće postići manji kompresioni omjer nego u idealnom impeleru pri istim okolnostima.



Slika 3.1 promjena na izlaznom trokutu brzina zbog otklona mlaza.

$$\sigma = \frac{c_{\theta 2}}{c_{\theta 2}'}$$

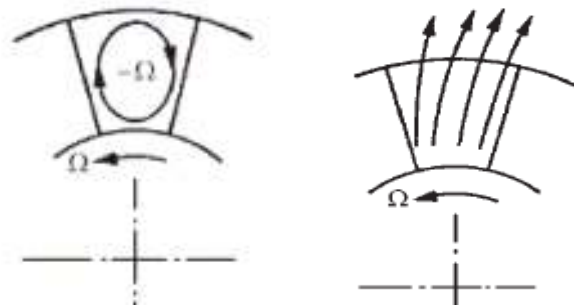
Faktor sklizanja (*eng. slip factor*) može se definirati kao : $\sigma = \frac{C_{\theta 2}}{C'_{\theta 2}}$

Ako se napiše da je neka brzina klizanja $C_{\theta s} = C'_{\theta 2} - C_{\theta 2}$

$$\sigma = 1 - \frac{C_{\theta s}}{C'_{\theta 2}}$$

Problem rotiranja fluida između lopatica impelera

Slika 3.2



U zatvorenom prostoru između lopatica ove okolnosti uzrokuju relativno strujanje unutar kanala. Impeler ima neku kutnu brzinu Ω , fluid sam poprima $-\Omega$ pa izlazno strujanje iz impelera može biti narušeno jer je superponirana relativna kutna brzina. Neto efekt ova dva gibanja daje prosječan relativni tok koji izlazi iz impelera pod kutem na lopaticu i to suprotnom od gibanja impelera (*slika 3.2 desno*). Brojni modeli korišteni su za računanje ovih gubitaka. Brojne su korelacije i modeli raznih autora koji procijenjuju faktor klizanja.

Mehanički gubici

Sljedeća slika 3.3. prikazuje općenitije visine gubitake koji se javljaju kod turbostrojeva u ovisnosti protoka i visine dobave a odnose se na realne pojave i utječu na pad iskoristive energije za komprimiranje.



Redoviti gubici su oni zbog trenja na vanjskim površinama diska, u labirintnim brtvenicama i u glavnim ležajevima i oni se u općem slučaju mogu dodati na one nastale uslijed problema sa strujanjem unutar samog stroja .

Iz ovog se izraza vidi da je uz konstantnu brzinu vrtnje kompresijski omjer to veći što je veća molekularna masa plina i što je veći faktor visine tlaka μ koji uzima u obzir sve okolnosti strujanja u stvarnom kompresoru. Također se vidi da kompresijski omjer raste proporcionalno kvadratu brzine vrtnje.

3.2 Višekratna kompresija

Povećanjem obodne brzine raste i kompresijski omjer s njenim kvadratom. Ograničenja koja se postavljaju na povećanje obodne brzine su povezana s čvrstoćom materijala i potrebom da na kritičnim mjestima strujanja machov broj (gdje je $w = \sqrt{\kappa RT}$ brzina zvuka) ne premaši dozvoljnu vrijednost.

$$Ma = \frac{w}{c}$$

Prema nekim autorima ovaj machov broj ne smije premašiti 0.8...0.85 jer bi porasli naglo gubici strujanja . Od interesa je naravno da machov broj bude sto veći no sa njim rapidno raste otpor profila a pada koeficijent uzgona što se više približavamo brzini zvuka. Ovo premašivanje svakako se očekuje na gornjaci U stvarnosti ovaj broj nikada nije konstantan već ovisi uglavnom o vrsti profila pa je dobro da se koriste tanki profili jer debeli pokazuju aerodinamičke gubitke već oko vrijednosti $M=0.65$ dok tanki idu do $\sim M=0.8$.

Jedna od procjena machovog broja može se uzeti po sljedećim formulama za ulaz i izlaz iz rotora Ma_1, Ma_2 te uz omjer tlaka .

Ako se uzme μ -faktor visine tlaka uzet kao :

$$\mu = \sigma \cdot \eta \cdot \varphi$$

σ – faktor sklizanja

$$\eta = \frac{H_{eff}}{H_{teor}} \left[\frac{m}{m} \right]$$

$$\varphi = \frac{\tan \beta_2}{\tan \alpha_2 + \tan \beta_2}$$

$$\text{jer je } c_{2u} = \varphi \cdot u_2$$

n-politropski koeficijent

Machovi brojevi na ulazu i izlazu iz rotora .

$$M_{a1} = 0.815 \sqrt{\frac{1}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right]}$$

$$M_{a2} = 0.92 \sqrt{\frac{1}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right]} \sqrt{1 + \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right]}$$

Prema Howellu gubitke možemo generalno možemo logički klasificirati gubitke na : a) Gubitke profila na površini lopatice

- b) Gubitke trenja
- c) Sekundarne gubitke

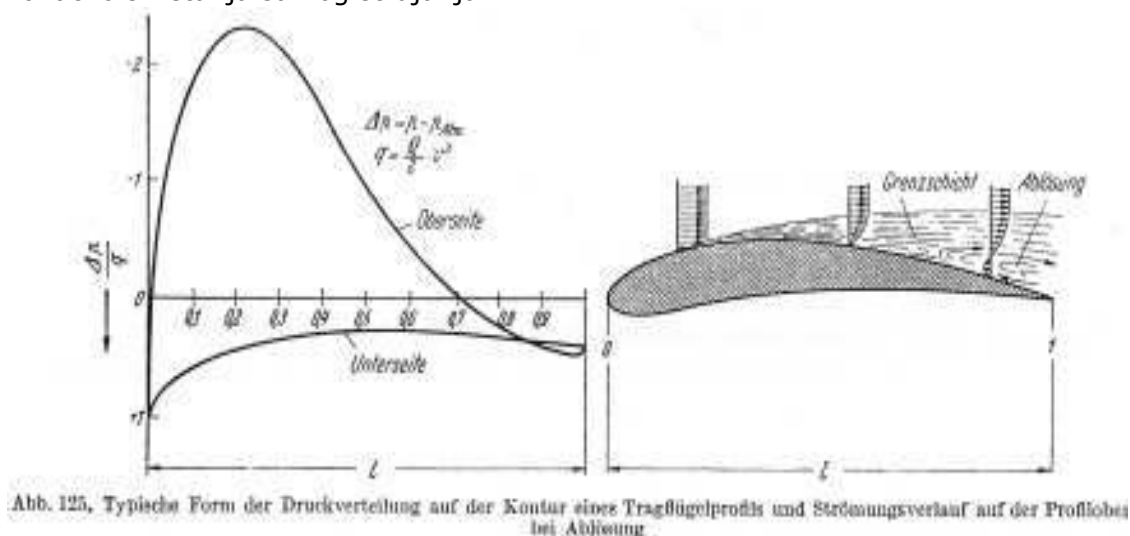
3.3 Odvajanje strujanja na profilu

Porast tlaka u stupnju funkcija svakako je funkcija omjera l/t , cirkulacijskog bezdimenzijalnog broja C_r , obodne brzine u , i srednje relativne brzine w_∞ . Također za omjer l/t može se reći da je važan za strujanje kroz rešetku međutim strujanje je svakako ograničeno i machovim brojem.

Poboljšanje porasta tlaka u stupnju također moguće je povećanjem C_r koliko je to moguće. Ovaj broj raste porastom napadnog kuta profila α . Međutim kod nekog postavnog kuta α doći će do odvajanja strujanja sa profila. Čestice zraka će uslijed posljedica trenja na konturi profila biti zaustavljane i to zbog pozitivnog gradijenta tlaka nastalog u graničnom sloju koji će trošiti njihovu kinetičku energiju. Kada je ponestane pri određenom reynoldsovom broju doći će do odvajanja strujanja na profilu.

Zbog porasta tlaka čestice fluida nakon minimalnog tlaka na konturi sve više zaostaju pa nastaje velik prirast debljine graničnog sloja.

Usljed jake cirkulacije oko profila dolazi do zastoja čestica fluida blizu same stijenke i konačno skretanja samog strujanja.

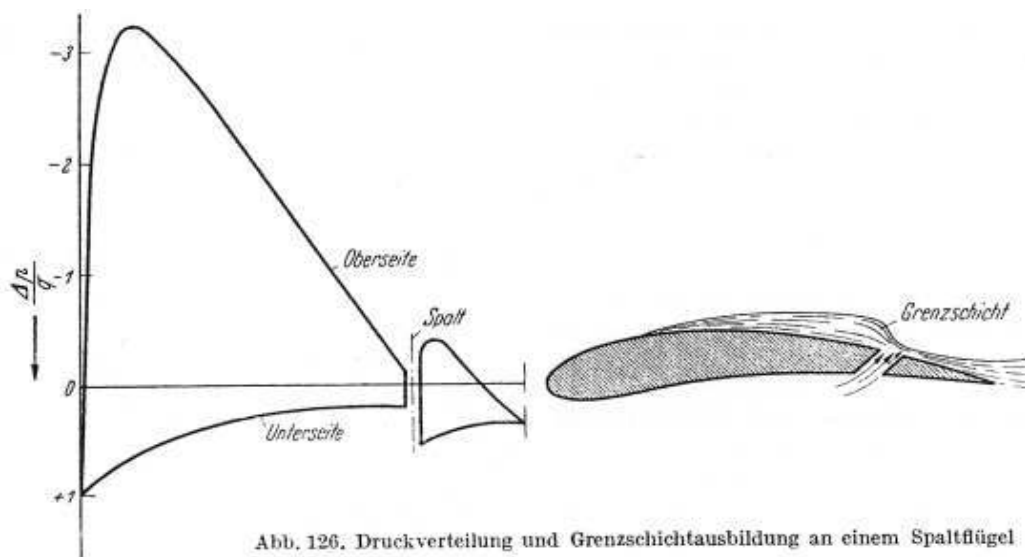


Slika 3.1 tipična podjela tlaka na konturi profila i tijekom strujanja na gornjaci uz odvajanje

Kako bi se ovo spriječilo ponekad se koriste profili sa procijepom kroz koji se tlakovi gornjake i donjake izjednačavaju. Istovremeno će strujanje na gornjaci primati kinetičku energiju i također ubrzati i granični sloj. Sada će odvajanje strujanja sa profila nastupiti kasnije nego za slučaj iste cirkulacije na profilu bez ovog procjepa.

Za profile poslagane u rešetku temeljno vrijede isti zakoni.

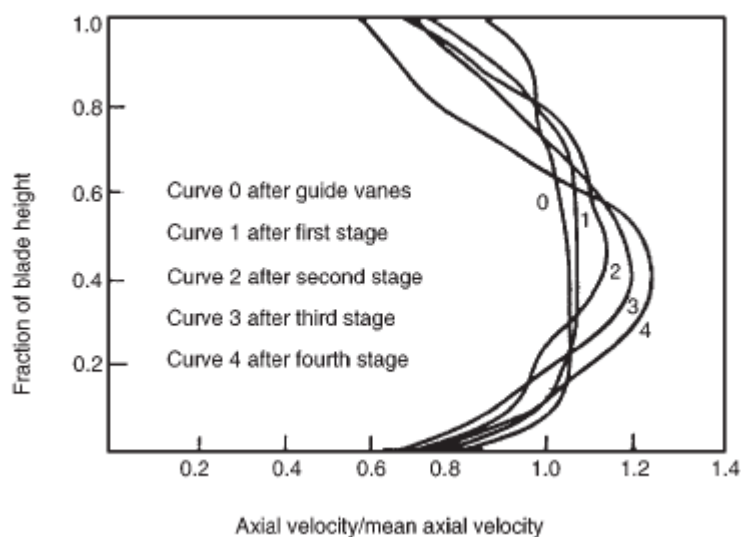
Nasuprot strujanju na jednom profilu kod aksijalnog kompresora koji uključuje više profila u rešetci nastaje višestruki porast tlaka u ukupnom strujanju gdje je sklonost gubicima kod strujanja dodatno pojačana. Sa slike 3.2 može se vidjeti strujanje na takvoj lopatici pri pojačanoj cirkulaciji. Ponešto manja iskoristivost ovakve rešetke je uzrokovana većim otporom što je i empirijski dokazano.



Slika 3.2 Raspodjela tlaka i granični sloj na profilu sa procijepom

3.4 Procjena korisnosti kompresorskog aksijalnog stupnja

U višestupanjskom aksijalnom kompresoru granični sloj vrlo rapidno raste po dužini kompresora, po koaksijalnoj površini i naročito kroz prvih par stupnjeva. Aksijalna brzina raspoređena na lopatici postaje vrlo oštro profilirana. Prema Howellovim eksperimentalnim rezultatima pokazanim na slici 3.3 brzina preko središnjeg dijela je veća nego srednja vrijednosti brzine koja je bazirana na brzini protoka. Zaključuje se stoga da središnji dio predaje manje rada nego je procijenjeno iz trokuta brzina koji je baziran prema tome na nekoj srednjoj aksijalnoj brzini.



Slika 3.3– ovisnost promjene aksijalne brzine (srednje) po visini lopatice i po stupnjevima

Teoretski mogao bi se očekivati neki kompenzacijski efekt koji bi korijen i vrh lopatice mogli izvršiti zbog manje aksijalne brzine na ovim dijelovima .
 Uslijed zaustavljanja na tim sektorima i opstrujavanja preko vrha ne dobiva se porast korisnog rada i rezultat je da je rad koji obavlja cijela lopatica manji od onog koji je izračunat projektno .Porast staticke entalpije je prema Howelu :

$$h_{03} - h_{01} = \lambda U(c_{y2} - c_{y1})$$

Ovdje je lambda faktor predanog rad sa srednjom preporučenom vrijednosti oko 0.86-0.96 ovisno o autoru .

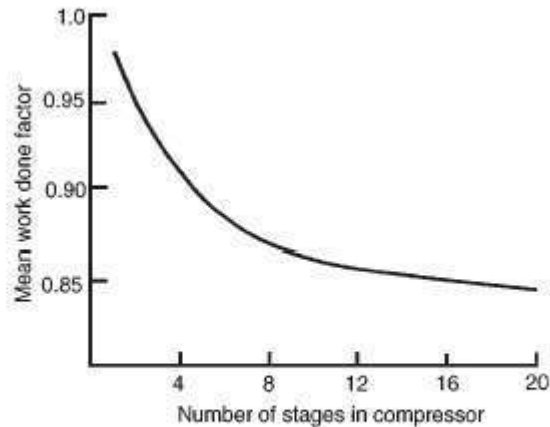
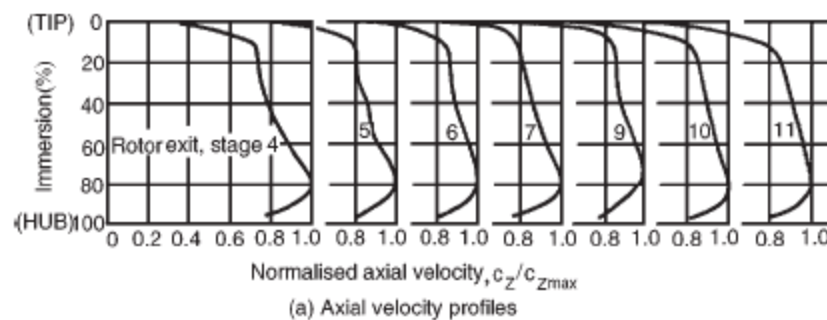


FIG. 5.8. Mean work done factor in compressors (Howell and Bonham 1950).
 (Courtesy of the Institution of Mechanical Engineers.)

Faktor predanog rada u ovisnosti o broju stupnjeva kompresora 3.4



3.5 Poprečne (meridijalne) bezdimenzijske brzine profilirane na 12-stupanjskom kompresoru Smith(1970)

4. Pumpanje i nestabilnost rada kompresora

4.1 Turbostrojevi u labilnom području rada

Ako se smanjuje aksijalnom ili radijalnom kompresoru protočni volumen pri konstantnom broju okretaja npr. kroz usisni ili tlačni vod tada se kroz pripadnu radnu točku određenu kroz ulazni protočni volumen i pripadnu visinu dobave može povući određena karakteristika.

Kod neke određene protočne količine dolazi i kod do tada mirnog rada do jačih udara i oscilacija. Kod ovog labilnog radnog područja u pojedinim slučajevima dolazi do naglog pogoršanja. Mnogi kompresori ulaze iznenadno u ovo stanje i tada slijede vibracije i nestabilnosti kompletnog stroja uključujući podrhtavanje kućišta.

Za svaki stroj ovo predstavlja krajnje opasno stanje koje često dovodi do loma lopatica i kvarova. Ove nestacionarne funkcije kompresora uobičajeno se nazivaju pojava pumpanja.

Kod većine centrifugalnih kompresora ove poteškoće nastaju s prekidima odnosno dobava plina se prekida u jednom trenutku a u sljedećem biva normalna odakle odmah nastaje ponovni udar uslijed nestabilnosti dobave te se nadalje sve ponavlja. Ako se negdje otvori ventil koji bi kompenzirao pumpanje uslijed zagušenja voda, karakteristika radijalnog kompresora ponovo se momentalno normalizira i radna točka ulazi u normalno radno područje.

Kod aksijalnog kompresora otvaranje nekog ispusta neće uzrokovati odmah prijelaz na normalnu dobavu, aksijalni stroj će sam po sebi otići mnogo dalje u nestabilno područje sa znatno smanjenom iskoristivošću i mjestimično jakim vibracijama. Tek posve otvoren vod u kojem je došlo do zagušenja dovest će do opće stabilizacije stanja aksijalnog kompresora.

Poznati primjer je kod puštanja stroja u rad npr. kod postrojenja sa plinskim turbinama gdje kod radijalnih kompresora može proći neko vrijeme prije nego uđu u stabilnu granu radne karakteristike a uslijed konstantnog porasta broja okretaja iz prelaze ovog područja "pumpanja" u područje normalne dobave.

Kod aksijalnih kompresora kod ponovnog startanja ovo se odvija eventualno uz pomoć uređaja (regulatora) protiv pumpanja.

Iako je pitanje pumpanja za gradnju i upotrebu kompresora vrlo važno, detaljnija saznanja o procesima koji se odvijaju još su uvijek nedostatna.

Proračun tročne granice pumpanja je još uvijek nemoguć i jedino uz upotrebu radnih karakteristika sličnih kompresora može biti izvedena estimacija.

Sigurno je da se kod pumpanja radi o nestabilnosti strujanja.

Daljnje razmatranje pokazuje postojanje razlike između ovih nestabilnih stanja (tijekom procesa pumpanja i oscilacija dobavljane struje) te prekida strujanja oko lopatica, ovo je pak izjednačivo zapravo sa optjecanjem profila sa odvajanjem.

Prekid strujanja može se interpretirati kao kvazistacionaran a samo pumpanje kao periodičko.

Kada promatramo samo stacionarna ponašanja odnosno za neku datu kutnu brzinu u svakom jednako malom vremenskom intervalu pretpostavljamo obrnuto proporcionalnu relaciju brzine i tlaka, stanje odgovara normalnoj karakteristici; ipak moguće je povući granicu iza koje će kompresor u svakom slučaju biti nestabilan.

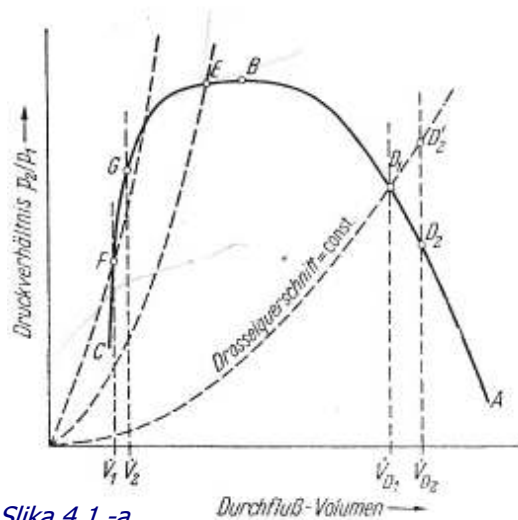
Stabilno stanje turbostroja

Radna točka D1 kompresora slika 4.1 je presijek karakteristike samog stroja i linije ABC, odnosno visine dobave.

Za vrlo male omjere tlaka kod kojih je kompresioni omjer zanemariv linija visine dobave identična je liniji konstantne entalpije (parabola). Za nadkritične kompresione omjere ova linija se približava karakteru pravca.

Kod stvarnih uređaja pretpostavljana linija dobave će za traženi tlak koji podrazumjeva prevladavanje otpora trenja biti oblika između parabole i pravca i to sve više prema pravcu kako raste kompresioni omjer.

Ako se uzmu kao otpor postavljenom traženom tlaku eventualno konstantan statički tlak i dodatni otpor uslijed trenja, tada postaje linija potrebne visine dobave sve ravnija. U graničnom slučaju znači pri zanemarenom trenju, krivulja dobavne visine bi postala linija tlaka $p_1/p_2 = \text{const}$.



Slika 4.1 -a

Ako se sad uzme da se kod nepromjenjene postavbe usisa (*njem. drosselstellung*) dobavna količina iz bilo kojih razloga poveća tako da kompresor ne radi u točki D1 nego u točki D2, za protisnuće veće količine plina potrebno povećanje omjera p_2'/p_2 . Povećanje tlaka djeluje protivno struji nju i konačno smanjuje ulazni volumen ponovno na prvobitnu vrijednost V_{D1} . Prikladana opažanja pokazuju da je protočni volumen unatoč slučajnim odstupanjima stabilan pri dnu karakteristike.

Stabilnost je dakle očigledno tako dugo prisutan dok je u radnoj točki nagib linije visine dobave veći od onog na radnoj karakteristici kompresora.

Uzmimo npr. da je u radnoj točki F prema slici 4.1 nagib karakteristike veći nego onaj linije dobave te da protočni volumen poraste sa V_1 na V_2 , tada će kompresor razviti porast tlaka veći nego je potrebno za dobavu zbog čega protok nadalje raste. Analogno se može promatrati odstupanje protočnog volumena prema dolje.

Granica stabilnosti dostiže se u točki G.

Radna točka je stabilna onda i samo onda ako je nagib radne karakteristike kompresora manji od nagiba linije dobave. Pokazano je iskustvom također da je već sama lijeva grana karakteristike kompresora općenito dosta nestabilna.

Granica stabilnosti

Granica stabilnosti ili aerodinamička granica stabilnosti (*aerodynamic stability limit line*) definira se krivuljom nastalom od točaka nastalih odnosom prosječnog totalnog tlaka i protoka korigiranog polaganim prigušivanjem kompresijske komponente dok se ne odvije nestabilnost. Općenito se pronalazi iz testova dobivenih uređajima prigušivanjem kompresijske komponente pri konstantno korigiranoj brzini dok se uslijed aerodinamičkih nestabilnosti ne pokaže mogućnost pumpanja . Potrebno je istaknuti kako u svrhu provedene procjene stabilnosti ,početci neželjenih mehaničkih naprezanja mogu nastupiti prije nego aerodinamičke nestabilnosti te su stoga na nekim rangovima brzina oni mjerodavan ograničavajući uvjet .

U nekim područjima niskih brzina nemoraju se odviti zamjetne aerodinamičke nestabilnosti već samo jake turbulencije indikativne odvajanju strujanja koje se razvilo te je potrebno donijeti subjektivnu odluku o rangu upotrebljivih koeficijenata tlaka u odnosu na koeficijente protoka . Ova granica aerodinamičkih nestabilnosti često je zvana i granica pumpanja .

slika 4.1 b

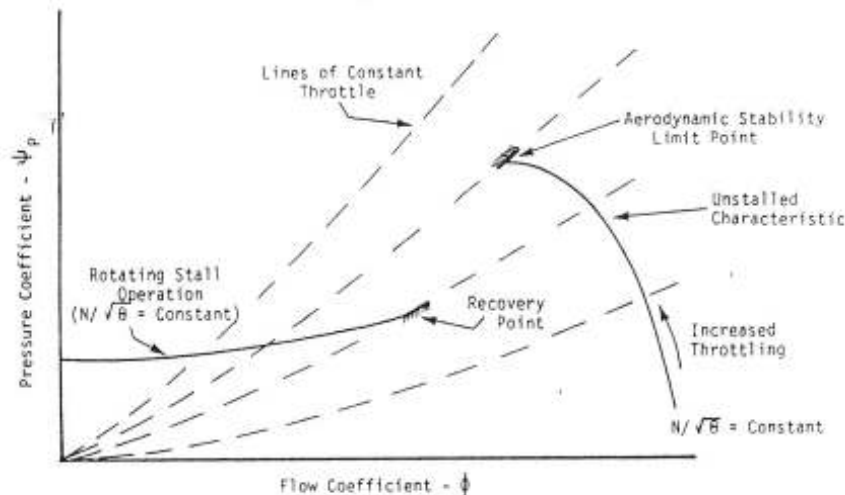


Fig. 6.1 Component characteristic representation.

Dostupna margina stabilnosti : predstavlja razliku između kompresionog omjera na granici stabilnosti i kompresionog trenutnog omjera (na operativnoj bezdimenzijskoj krivulji) pri istom koeficijentu protoka .

Može se zapisati :

$$\Delta SM = \frac{PR_{ap1} - PR_{ap2}}{PR_{ol}}$$

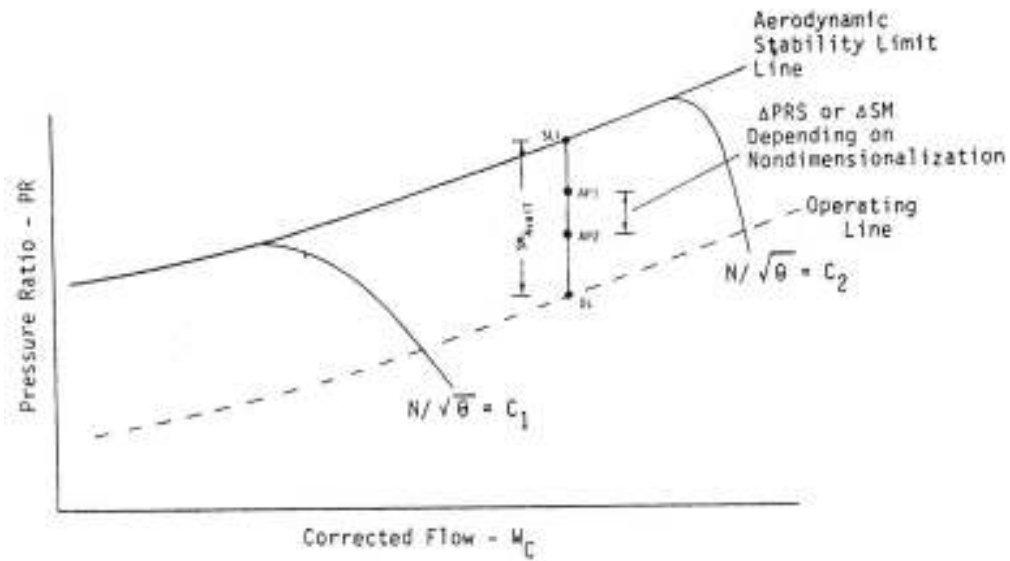
za korigirani maseni tok $w_c = \text{const.}$

Često se u literaturi ova dostupna margina opisuje postotkom .

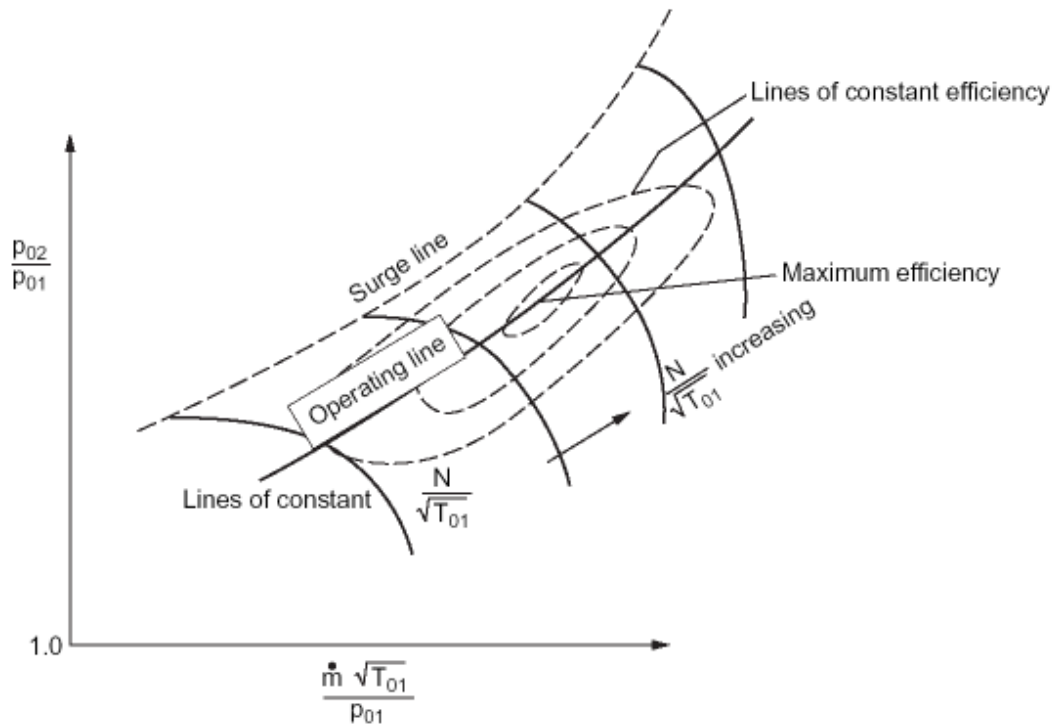
Gubitak margine stabilnosti: Gubitak margine stabilnosti analogno prethodnom slučaju razlika između kompresionog omjera na promatranoj AP1 i nekoj nižoj AP2 pri konstantnom korigiranom protoku. Često je AP2 locirana na radnoj liniji pa je $Pr_{ap2} = Pr_{ol}$.

$$\Delta SM = \frac{PR_{ap1} - PR_{ap2}}{PR_{ol}}$$

slika 4.1 c gubitak margine stabilnosti



slika 4.1 tipična karta performansi dobivena testiranjem kompresora



4.2 Prekid strujanja

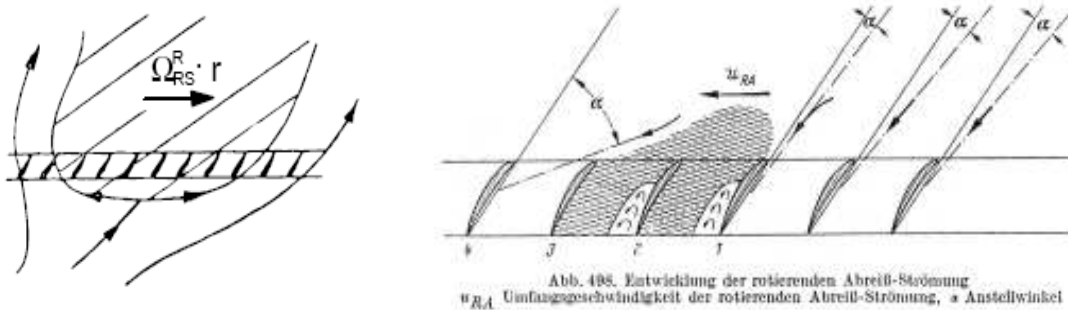
Kao što su istraživanja u posljednjim godinama pokazala, kod manjih brojeva okretaja pretežno dolazi do fenomena prekida strujanja koji se opisuje kao rotacijski zastoja.

Osim ovoga kod manjih protočnih količina posebno kod visoko opterećenih kompresora dolazi do odvajanja strujanja i na ulasku u rešetku.

Sa ovim je povezan preveliki postavni kuta lopatice na jednom ili na više stupnjeva gdje stalno rastu gubici.

Rotacijski prekid strujanja

Kod usporavajuće rešetke kompresora raste tendencija raslojavanja na ulazu u rešetku sa smanjenjem protoka kroz lopatice. Ova sklonost odvajanju je otkrivena kod rešetke stalnog oblika, dakle kod aksijalnih i radijalno opstrujanih rešetaka. Tendencija je neovisna o gibanju rešetke ako se strujanje promatra relativno gibanju same rešetke i postoji kod statorskih i rotorskih kanala radijalnih i aksijalnih kompresora. Odvajanje se ne odvija istovremeno na svim lopaticama stupnja nego ponajprije na jednoj ili više lopatica odakle se proces nepravilnog prostrujanja ili malih nepravilnosti u profilima lopatica statora ili rotora nastavlja kroz mjestimične ograničene zone. Ove zone odvajanja strujanja nisu stacionarne nego se gibaju progresivno u smjeru gibanja rešetke.



4.2 a) prikaz rotacionog prekida (zastojnog đepa) i iprekida strujanja u rešetci

Ako se na usisnoj strani rešetke na lopatici 1 prema slici odvoji strujanje, nastali đep gdje je strujanje prekinuto (*njem. totwassergebiet*) smanjiti će protok između lopatica 2 i 1 a eventualno će ga i potpuno zapriječiti.

Posljedica toga je da je nemoguć porast tlaka u kanalu ili kanalima koje je ovo zadesilo, ovo sada povlači povratno strujanje kroz isprekidane kanale.

Zbog ove nestabilnosti gradi se sada područje zastoja na zahvaćenim lopaticama (slika 4.2 šrafirano područje). Strujanje je primorano skrenuti u smjeru lopatice 1, 3. Sada će se povećati napadni kut lopatice 3 i strujanje se prekida na ovoj lopatici dok na lopatici 1 kut biva smanjen a tada eventualno dolazi do ponovnog odvajanja.

Zona prekida strujanja giba se u smjeru lopatice 3 tj. u smjeru obodne komponente relativno na rešetku. Ovo područje giba se nadalje u ovom smjeru kontinuirano naprijed.

Daljnijm smanjenjem protoka proširit će se zona prekida strujanja djeleći se na dvije, tri najvjerojatnije i više zona gdje će uobičajeno područje prekida strujanja biti ravnomjerno raspodjeljeno po obodu. Kod ponavljenog smanjivanja protoka prekida se strujanje u cijeloj rešetki kompresora.

Ovo zbivanje može se proširiti na cijelu visinu lopatice posebice kod onih sa malim omjerom radijusa korijena/vrh (*njem.nabenverhaltnis*), moguće je i da zahvati samo dio lopatice a kod aksijalnih turbostrojeva rotacioni prekid strujanja nastaje preferirano u rotoru na vrhovima lopatoca za razliku od statora.

Različiti prijedlozi za određivanje relativne brzine *Ura* (slika 4.2) do danas nemaju pravog rješenja. Eksperimentalno dobivene točke su prikazane sljedećom slikom pri kojima ja područje zastoja strujanja već dosta rašireno.

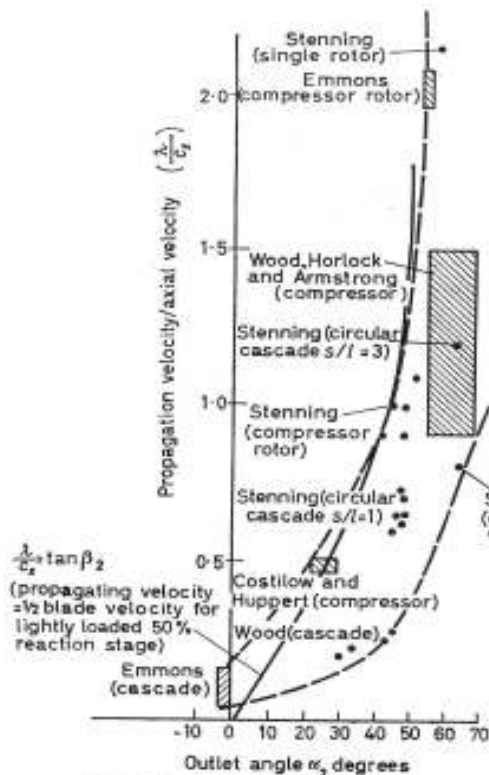


Figure 7.7. Rotating stall experimental data

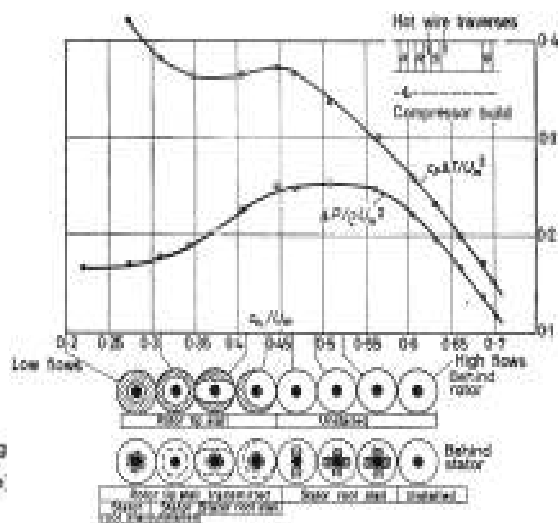


Figure 7.6. Single stage compressor stall cell pattern

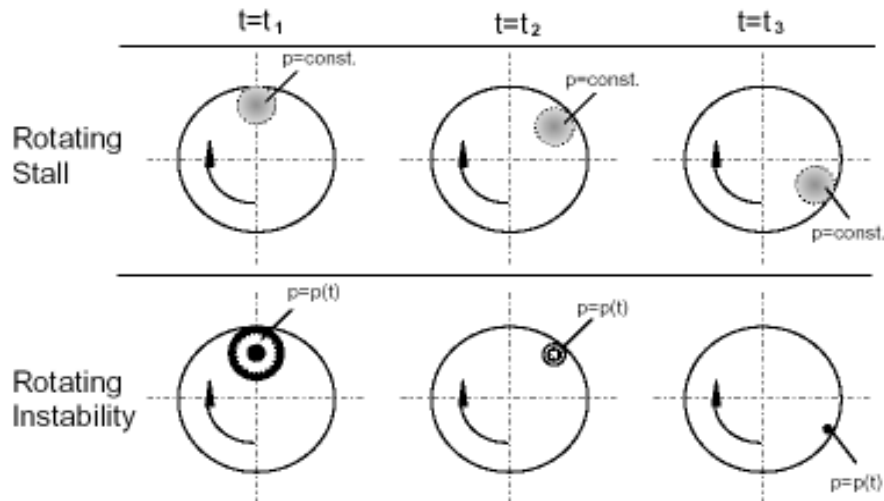
Slika 4.3 eksperimentalni podaci o rotacionom zastoju i karakteristika zastoja u stupnju kompresora (desno)

Karakteristika vezanu za porast tlaka i temperature masenog toka kod konstantnog omjera korijen/vrh 0.4 i povezanost tijeka rotacionog zastoja u korijenu statora i vrhovima lopatica rotora. Ovdje je došlo do velikih disperzija strujanja.

Zastoj na vrhovima lopaticija rotora prvotno je odgodjen zastojima u korijenu statora ali jednom kada se odvije ima tendenciju potisnuti ove zastoje u korijenu.

S obzirom na ovaku uzajamnost tijeka strujanja čini se nevjerovatno teškim teoretski predvidjeti brzinu i prostiranje zastojnih područja.

Polje tlaka kod rotacijske zastoja je stacionarno a kod nestabilnosti sa vremenom kao poremećaj opada ili isčezava. Kod kompresora općenito mnogi su načini rotacionih zastoja strujanja .



Slika 4.4

Na temelju razmatranja i teoretskih priloga može se utvrditi da je relativna obodna brzina zastoje zone manja od obodne brzine relativnog nastrujavanja .

$$U_{RA} < C_{1u}$$

$$U_{RA} < W_{1u}$$

Obodna brzina rotacionog zastoja sadržana je u pojedinim zonama koje prekrivaju samo neke lopatice kod 40-50% brzine rotora i ta brzina jenjava kod proširenja i napredovanja zona zastoja na 10-20% brzine rotora.

Kod višestupanjskog kompresora posljedica smanjenja volumena je porast tlaka . Sljedeća karakteristika 4.4 prikazuje prvi i zadnji stupanj aksijalnog kompresora i prikazana je radna točka A pri nekom projektnom broju okretaja .

Kod manjeg broja okretaja od projektnog je omjer tlakova a time i gustoća u tlačnom vodu neznatno manja nego što je zamišljeno dizajnom .

Oдавде slijedi da presijek zadnjeg stupnja biva premalen i da se točka pomiće u smjeru strelice prema slici 4.4 prema granici zastoja .

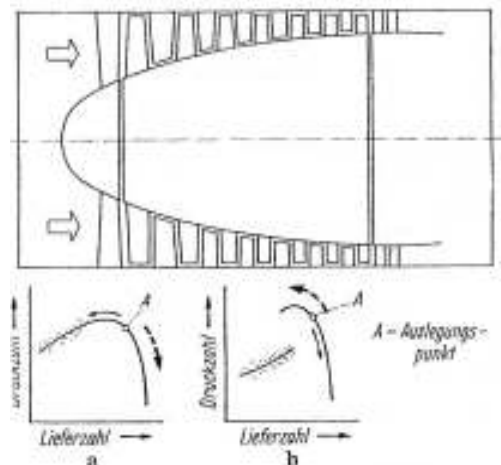


Abb. 501 a u. b. Abreiß-Charakteristik einer Eintrittsstufe (a) und einer Endstufe (b) eines mehrstufigen Axialverdichters

Konstrukcija presijeka u zadnjim stupnjevima kod broja okretaja manjeg od projektnog prisiljava radnu točku prednjih stupnjeva u smjeru područja odvajanja strujanja kao što prikazuje strelica na karakteristici. Kao posljedica ovog može nastupiti rotacioni zastoj koji je obilježen točkastim poljem na slici 4.4.

Kod broja okretaja $n > n_{projektno}$ povećanje tlaka je veće nego što je zamišljeno a time je i protočni volumen manji zbog čega se radna točka zadnjih stupnjeva pomiče u smjeru isprekidane strelice prema slici 4.4 tj. prema smjeru granice pumpanja. Sada se radna točka prednjih stupnjeva pomiče prema granici zagušenja.

Rotacioni zastoj može također nastupiti kod srednjih brojeva okretaja i niskih srednjih tlakova kao i kod visokih brojeva okretaja u zadnjim stupnjevima kompresora. Sklonost se pojačava kod visoko opterećenih strojeva dok se kod manjih opterećenja rijetko opaža. Kao posljedica rotacijski odvojenog strujanja u prednjim stupnjevima fluktuacije strujanja prema kraju stroja brzo propagiraju iako jake nestabilnosti već postoje u potpunom kompresoru.

Ako se pak stupanj djelovanja iako nastupi rotacijski zastoj nije nužno jako smanjio, i samo mjestimično se osjećaju nestabilnosti kompresor još uvijek radi u stabilnom području dakle protok je stalan. Najvjerojatnije su ove lokalne fluktuacije koje su nastupile glavni uzrok vibracija i loma lopatica gdje periodične promjene zračnih sila često postižu vlastitu frekvenciju lopatica najmanje jednog kompresorskog stupnja.

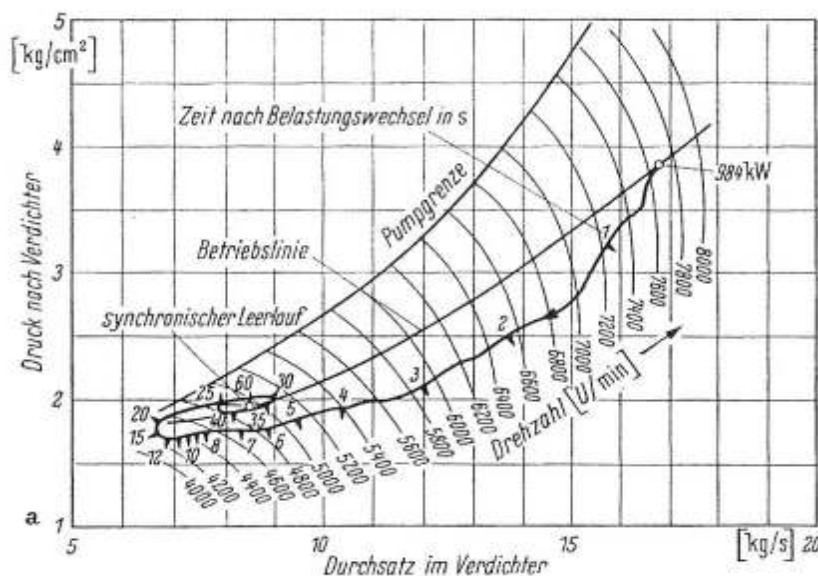
Prekid strujanja u kompresoru

Granica prekida strujanja kod pravilno izvedenog kompresora te normalnog broja okretaja izvan projektnih točaka, također pri većim tlačnim omjerima i manjim protočnim volumenima nasuprot nominalnim uvjetima pobuđuje opisane zone pri manjim brojevima okretaja.

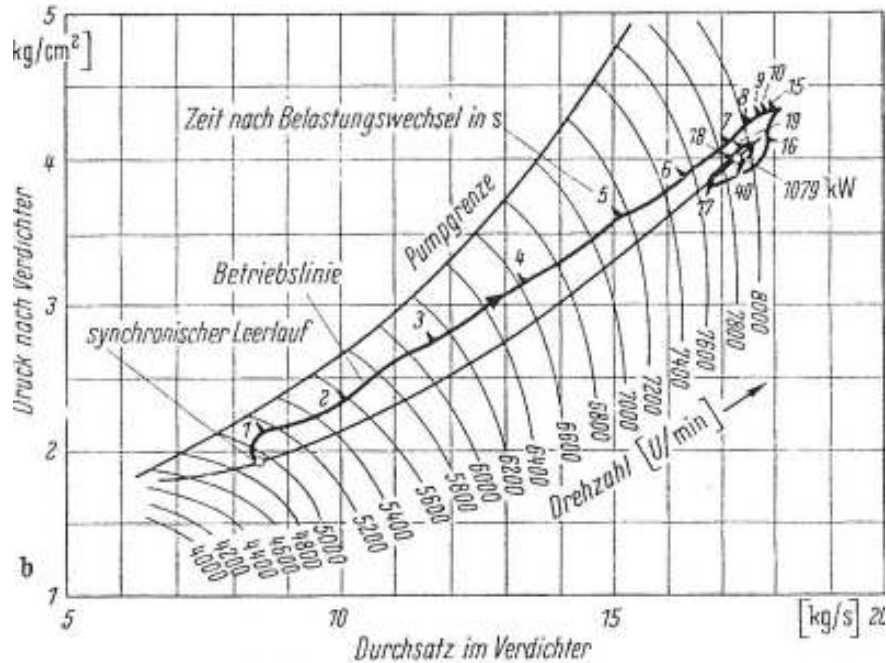
Karakteristika koja pokazuje granicu i prekid strujanja kod svakog radnog broja okretaja posebno je važna za ponašanje turbostroja kao cijeline naročito pri ubrzavanju do potrebne brzine vrtnje.

Sljedeći primjer je kontrolni proces pri realizaciji 1000KW plinske turbine gdje brojevi od 1-60 predstavljaju sekunde i promjenu opterećenja između svake.

Slike 4.5 Proces regulacije kod rasterećenja sa 984KW na 0 na prazni hod



Proces regulacije pri opterećenju od 0 na 1030 kW



Kao što je predstavljeno kod približno 4300 o/min stroj prema karakteristici radi vrlo blizu granice pumpanja ali ju ne prelazi.

Blizu rotnirajućeg zastoja dolazi do nestabilnosti u cijelom kompresoru kod bilo kojeg broja okretaja što će potaknuti povećan napadni kut na jednom ili više stupnjeva. Ove dvije vrste zastoja vrlo se različito ponašaju u radu kompresora; dok kod rotacionog zastoja strujanje odnosno povećanja tlaka i dobave još normalno funkcionira, granica prekida u kompresoru pokazuje najmanju moguću protočnu količinu kod koje je još moguć stabilan rad.

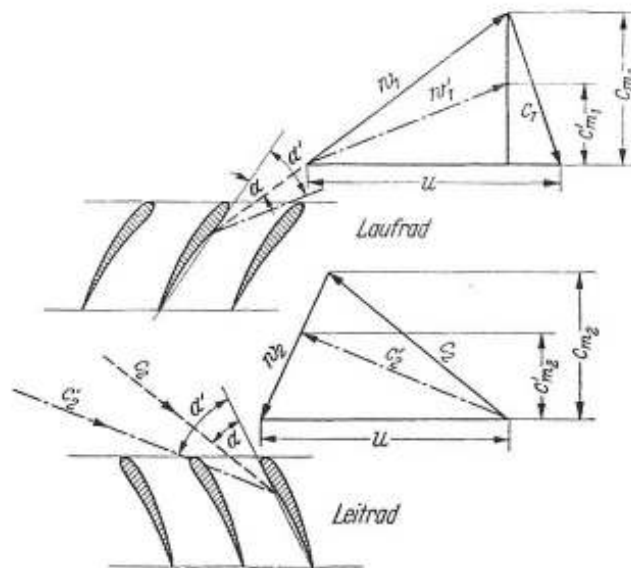
Kod daljnjeg čak i vrlo neznatnog smanjenja protoka nastupa odmah potpuni prekid strujanja u cijelom kompresoru.

Nestabilnost se uspostavlja vrlo brzo direktno po dosezanju granice pumpanja i očito se može pripisati odvajanju strujanja na nekim djelovima rešetke sa lopaticama.

Odvajanje strujanje na dijelu reda lopatica još i ne mora nužno voditi u potpuno pumpanje.

Djelovanje djelomičnog prekida u kompresoru može se objasniti na slijedeći način; smanjenjem dobavljanog volumena kod konstantnog broja okretaja raste napadni kut lopatice o odnosu na relativno nasmujavanje dok konačno ne nastupi potpuno odvajanje na lopatici.

Prikaz promjene napadnog kuta u stupnju aksijalnog kompresora pri smanjenju protoka 4.6



Za danu meridijalnu brzinu nastrujavanja C , obodnu brzinu u i relativnu brzinu w određen je i napadni kut. Ako kod iste obodne brzine dobavna količina odnosno meridijalna brzina bude smanjena tada ovom smanjenju odgovara pri konstantnoj postavi lopatice i pad napadnog kuta. Ovo se događa kroz cijeli stroj.

Ako je napadni kut prevelik sto povlači za sobom gubitke i odvajanja strujanja na potlačnoj strani lopatice, pada sila uzgona na rešetci i opada porast tlak po stupnju. Često ovisi o načinu pada tlaka dali će kompresor zbog posljedica prekidanja nastati cijelokupni prekid strujanja i odlaska u zonu pumpanja.

Ostaje mogućnost da se tlak u ovim točkama razmjerno lagano i u malim mjerama smanjuje a ovo može biti u slučaju da se konstantno koleba oko neke srednje vrijednosti.

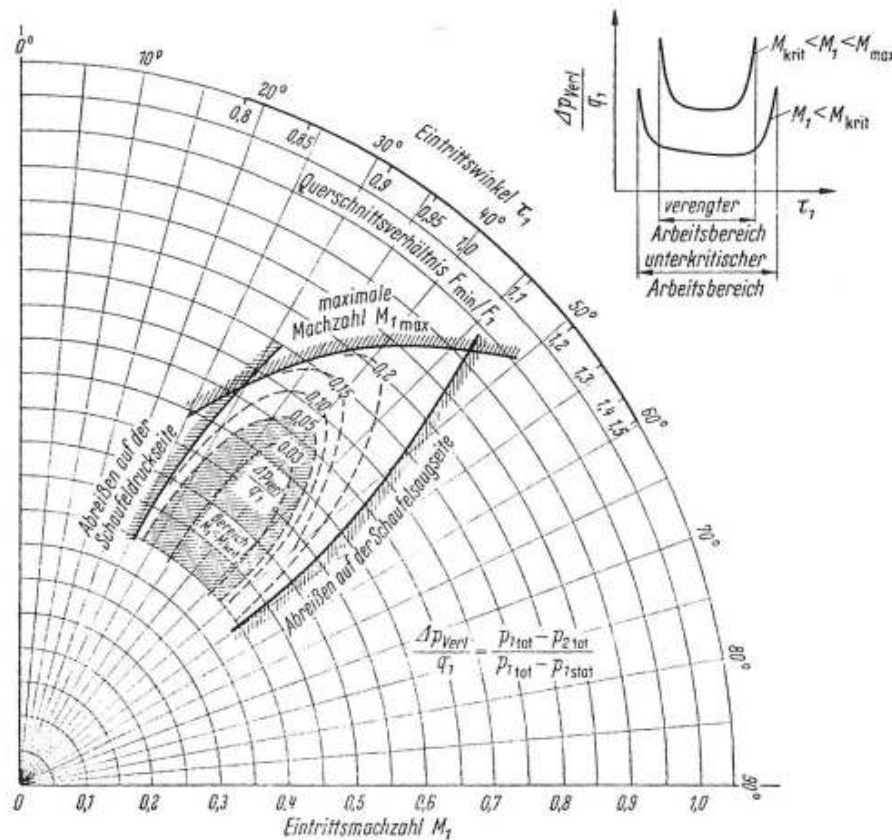
Ovakvo strujanje koje uključuje kolebanje struje oko neke stalne srednje vrijednosti tlaka naziva se kvazistacionarno. Postoji također i mogućnost da ova zbivanja kada jednom počnu odmah bivaju sve jača i jača dok naposljetku cijeli sistem strujanja u kompresoru izbacе iz ravnoteže odnosno tada rad postaje labilan. Ovo zbivanje uobičajeno je zvano pumpanje.

Kod velikih kuteva nastrujavanja (τ_1) odvaja se strujanje na potlačnoj strani lopatice a od premalih na pretlačnoj strani. U oba slučaja odvajanje je povezano sa jakim porastom otpora sa istovremenim smanjenjem promjene smijera.

Između ovih slučajeva leži iskoristivo radno područje rešetke koje osim ovog ovisi i o već spomenutoj veličini machovog broja u struji.

Ova cijelokupna ovisnost prikazana je sljedećim polarnim dijagramom

4.7 Polarni dijagram i radno područje usporavajuće rešetke kompresora



4.7 Polarni dijagram i radno područje usporavajuće rešetke. Sa uključenim karakterističnim omjerom presijeka F_{\min} / F_1 koji je za određenu rešetku lopatica funkcija samo kuta nastrujavanja .Šrafirano područje predstavlja radno područje sa najmanjim gubicima .

4.3Pumpanje kompresora

Kada najprije mjestimični prekid strujanja jednog ili više stupnjeva povuče za sobom mjestimične prekide u cijelom kompresoru ,dosegnuta je granica pumpanja ,karakterističan je najmanji mogući protok kod kojeg je još uvijek moguć stabilan rad kompresora.

Dali će odvajanje na jednom stupnju dovesti do pumpanja ovisi u velikoj mjeri o prekidnoj karakteristici promatranog stupnja .

Slabo opterećeni stupnjevi sa malim omjerom korijen/vrh vrh lopatice imaju općenito blažu karakteristiku, visokoopterećeni stupnjevi i stupnjevi sa velikim odnosom korijen/vrh imaju strmiju karakteristiku odvajanja.

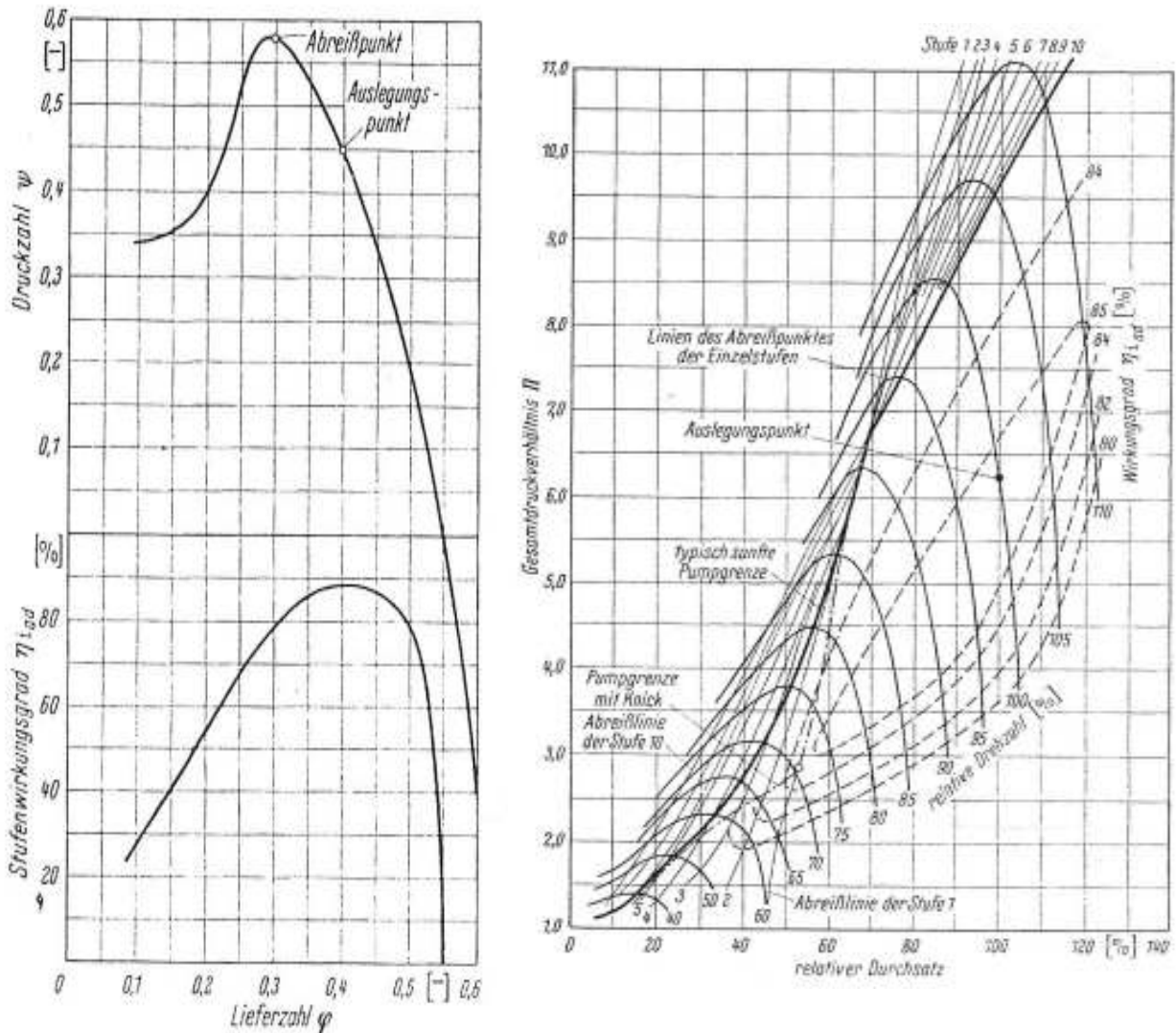
U prvom spomenutom slučaju odvajanje se gradi postepeno preko cijele radijalne dužine lopatica ,u drugom slučaju nastupa nagli prekid.

Tome u prilog ide da odvajanje strujanja u prvim stupnjevima kompresora neće nužno voditi u pumpanje ,dok će to isto u zadnjim stupnjevima praktično uvijek uzrokovati pumpanje u cijelom kompresoru .

Tok krivulja granice pumpanja uglavnom ovisi o zajedničkim poveznicama raspodjeljenim po svakom zasebnom stupnju. Na idealiziranom primjeru nastanak

granice pumpanja trebao bi biti određen. Prema studiji A.Stone koji kao temelj razmatranja uzima 10-stupanjski aksijalni kompresor ,kod kojeg svaki stupanj ima istu karakteristiku i svaki radi u projektnoj točki sa istim *koeficijentom dobave* $\varphi = 0.4$ (njem. *lieferzahl*) .

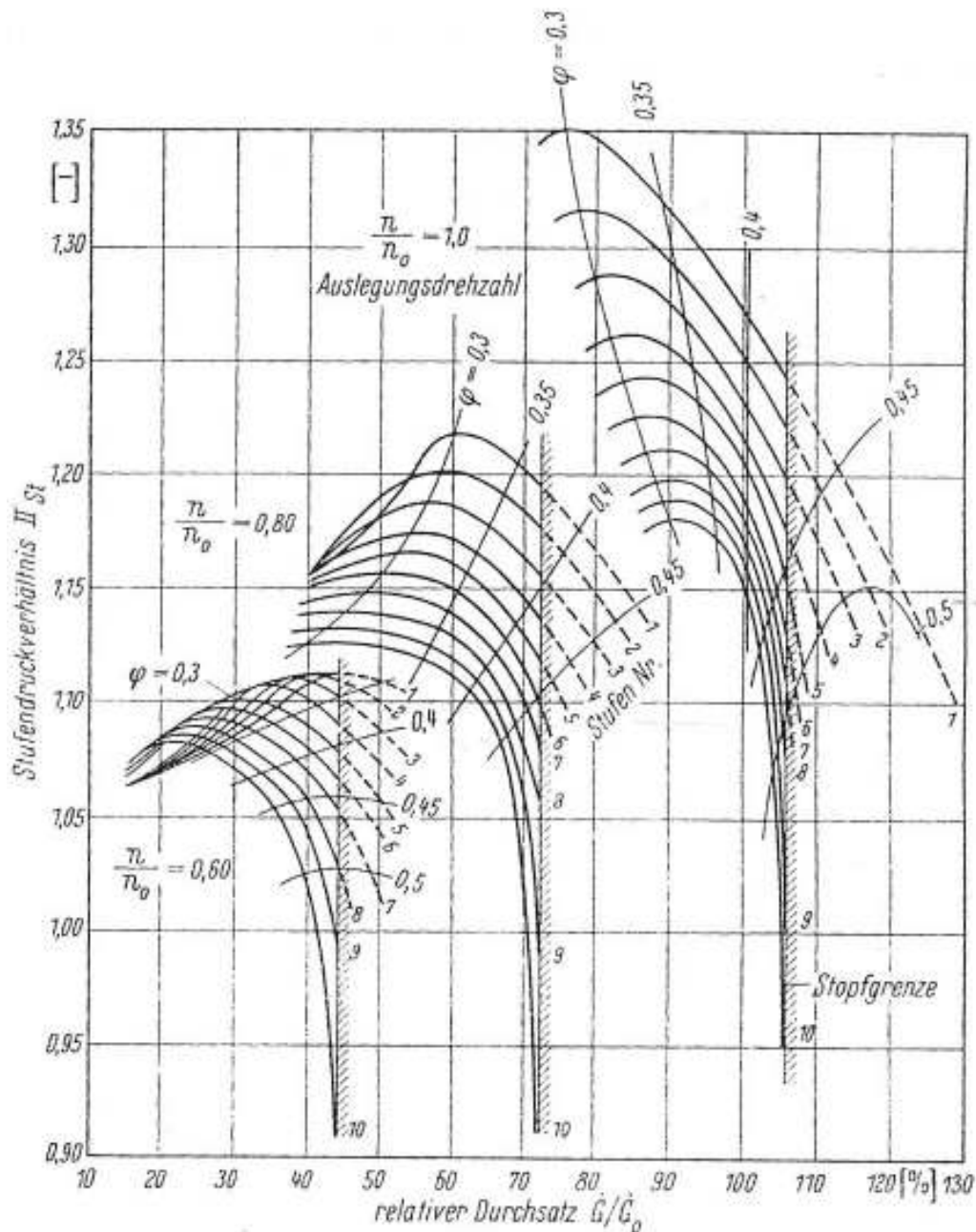
Ukupna karakteristika kompresora za različite brojeve okretaja dana je na slikama 4.8.->



Za procijenu tijeka granice pumpanja prikladano je opisati prema proračunu stupnja dobivenu karakteristiku svakog pojedinog stupnja za različite brojeve okretaja. Kod 100% od nekog broja okretaja ,granica prekida desetog stupnja pri nekoj relativnoj protočnoj količine dostiže možda 90% projektne vrijednosti protoka.

U isto vrijeme stupnjevi **1-9** kod smanjene relativne količine dosežu vlastitu granicu prekida strujanja ,mora se uzeti u obzir da granica pumpanja cijelog kompresora koincidira sa prekidanjem na desetom stupnju ,dakle kod protočne kolicine $\dot{G} / \dot{G}_0 = 0.9$.

Istovremeno su prikazane na *slici 4.8* linije sa konstantnim koeficijentom dobave gdje je linija $\varphi = 0.3$ linija prekida strujanja na pojedinom stupnju .



Tijek linije pojedinog stupnja kod tri odabrana broja okretaja. 4.9

Kod malih brojeva okretaja npr. $n/n_0 = 0.6$ vidljivo je prema slici 4.9 da je stabilno radno područje prvog stupnja praktično izvan radnog područja desetog stupnja odnosno granica pumpanja prvog stupnja poklapa se sa granicom zagušenja desetog stupnja.

Može se pri tome uzeti da granica pumpanja cijelog stroja pri $n/n_0 = 0.6$ nije određena kroz granicu prekida prvog stupnja već kroz granicu desetog, može se očekivati da će analogno granica pumpanja nastupiti brzo po premašivanju nekog maksimalnog totalnog tlaka. Na prethodnoj slici 4.8 su točke prekida svakog stupnja povezane jedna sa drugom. Debeli linija predstavlja očekivanu granicu pumpanja.

Pri vrijednostima broja okretaja $n_0 / n_1 = 1.1$ do 0.925 granica prekida desetog stupnja poklapa se sa tijekom linije pumpanja također iako maksimalni mogući tlačni omjer kod ovih brojeva okretaja nije dostignut .

Kod $n_0 / n_1 = 0.925$ svi stupnjevi kod iste protočne količine dolaze do granice prekida zbog čega je granica pumpanja za ovaj broj okretaja jasna.

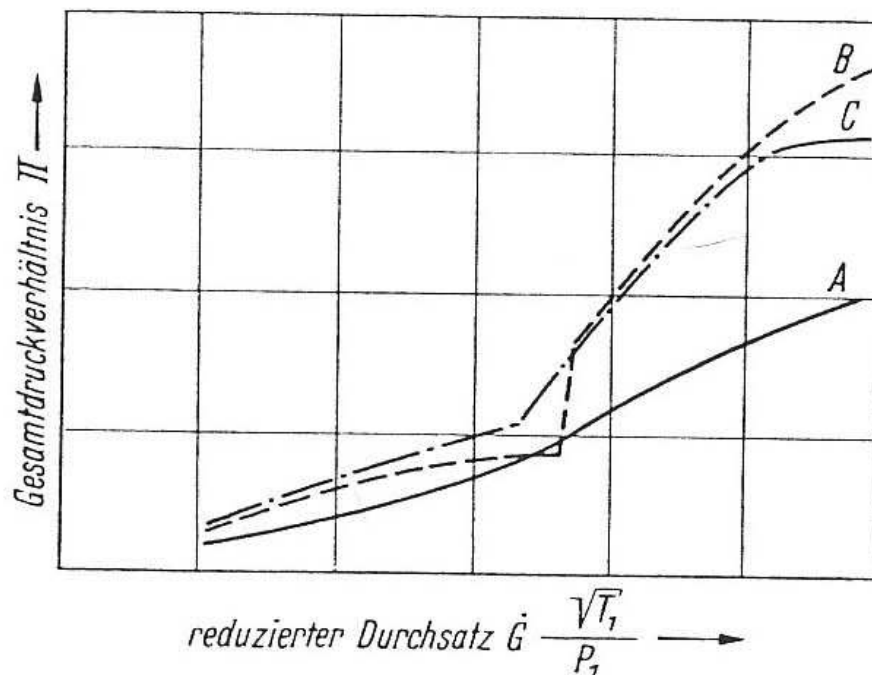
Kod $n_0 < n_1 = 0.925$ granica pumpanja biti će određena za srednje i prve stupnjeve .

Ako se pretpostavi fleksibilnija karakteristika prekida može se očekivati da će se granica pumpanja poklopiti praktično sa maksimalnim omjerom totalnog tlaka kod nekog određenog broja okretaja .

Kroz ovo nastaje kod $n_0 / n_1 \sim 0.925$ nastaje lom u tijeku granice pumpanja koji ovisno o karaktersitikama stupnjeva može biti jače ili slabije izražen .

Slika 4.10 prikazuje tijek granice pumpanja kod tri različita kompresora .

Uzmemo li na primjer za prednje stupnjeve strmu karakteristiku prekida npr. kao posljedicu jakog opterećenja stupnja ili relativno velikog ulaznog machovog broja ,tada se može poklopiti u primjerom promatranom deseterostupanjskom kompresoru granica pumpanja u intervalu $n_0 / n_1 = 0.925$ do $n_0 / n_1 = 0.7$



4.10 Granica prekida za različite kompresore A-niskoopterećeni aksijalni sa malim projektnim brojem okretaja ;B viskoopterećeni aksijalni kompresor sa nepovoljno dizajniranim prvim stupnjevima ; C- viskoopterećeni aksijalni kompresor sa povoljno dizajniranim prvim stupnjevima.

Kod malih brojeva okretaja prvi stupanj radi u svakom slučaju u prekidnom stanju ,pri tome se mora uzeti da je granica pumpanja ponovo poklopljena sa maksimalnim omjerom totalnih tlakova za pojedini broj okretaja .

U području nominalnih brojeva okretaja između 0.5 i 0.7 ne odvija se unaprijed određiva promjena .

Kao posljedica ovog odražava se u tijeku granice pumpanja sljedeći neznatno jače izražen lom kao što je jasno prikazano linijom **B** na prethodnoj slici .

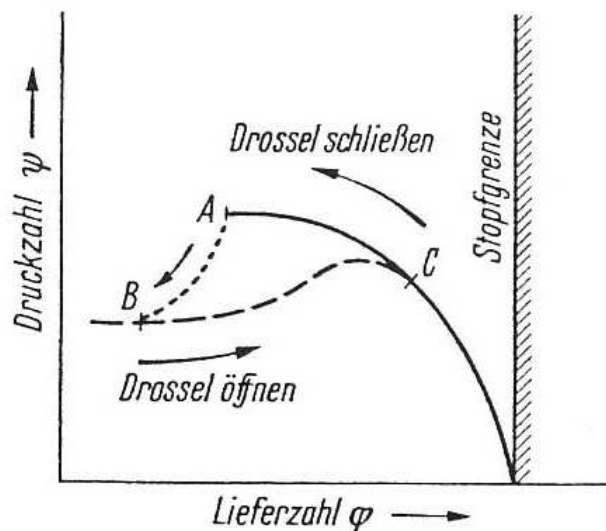
Machov broj očituje se u prvoj krivulji radnog područja prednjih stupnjeva kompresora, kroz to će se potaknuti opisano nastajanje granice pumpanja sa dvostrukim izbočenjem .

Utjecaji uslijed promjene Reynoldsovog broja mogu nastupiti kod kompresora upotrebljenih u mlaznih motora koji rade na velikim visinama (nadmorskim) a da pri tome utjecaj na granicu pumpanja bude razmjerno malen.

U mnogo slučajeva aksijalni kompresori sa strmijom karakteristikom prekida u prednjim stupnjevima imaju istaknutiju krivulju histereze prema sljedećoj slici .

Kod gušenja stupnja od granice zagušenja prema točki A vidi se stabilan tok karakteristike .Tada nastupa skokovito opadanje tlaka prema točki B .

Kod ponovnog otvaranja usisa neće se točka međutim vratiti u A već nastaje radna krivulja B-C povezana sa velikim gubitcima.



slika 4.11 Prekidna histereza kompresorskog stupnja

4.4 Utjecaj prekidne histereze na karakteristični dijagram

Predstavljene su linije prednjih i zadnjih stupnjeva i zajedničke karakteristike pri tome za tri različita broja okretaja .

Kod 85% projektnog broja okretaja leži granica zagušenja zadnjih grupa parova statora i rotora još uvijek desno od točke C ,dakle pri velikoj protočnoj količini .

Kod zagušenja kompresora prednji stupnjevi dostižu granicu prekida A ; daljnje zagušivanje ima za posljedicu pad karakteristike u točku B.

Uslijed pretpostavljene strme karakteristike prednjih stupnjeva pada također i omjer totalnog tlaka sa A' na B' .

Posljedica smanjenog porasta tlaka i smanjene iskoristivosti prednjih stupnjeva je rad zadnjih u područjima većih dobavnih koeficijenata φ ,dakle sa manjim porastom

75% Drehzahl

Druckverhältnis ↑

Gesamtkennlinien

hintere Stufen

Stofgrenze der hinteren Stufengruppe

vordere Stufen

A, B, A', B'

b

Durchsatz →

Kod vrlo malih brojeva okretaja prema 4.14 prednji stupnjevi rade neprekidno u području potpunih prekida to znači da radne točke leže na krivulji B-C .
Prema tome za cijeli kompresor postoji jedna jasna karakteristika koja s obzirom na velike gubitke u prvim stupnjevima nepovoljno utječe na iskoristivost .

4.14

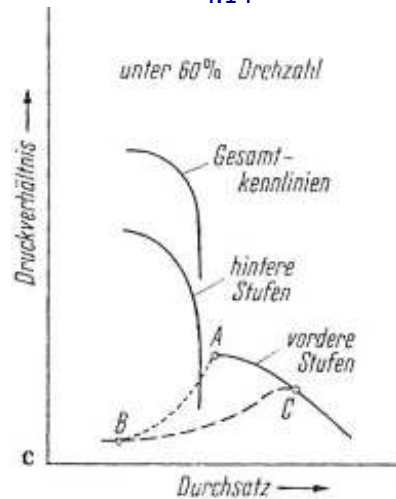
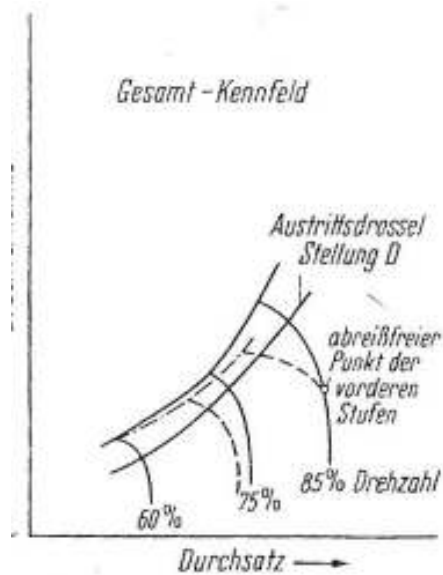


Abb. 510 a-d. Entstehung

Karakteristika za tri razmatrana broja okretaja prikazana je na 4.15



4.15

Predpostavljeno je da kompresor kod stalne postavbe usisa biva ubrzava do neke brzine pa mogu biti ostvarive samo isprekidane krivulje ,ovdje se pak prednje grupe stupnjeva nalaze u zoni prekida .

Ako nasuprot tome kod iste postavbe usisnika kompresora od projektnog broja okretaja $n/n_0 = 1$ dođe do opadnja ,kompresor radi u prema izvučenoj karakteristici.

Promjena granice pumpanja uslijed ulaznih smetnji

Promjena krivulje granice pumpanja može biti i posljedica nekih ulaznih smetnji . Stvarno pumpanje zaopravo je povezano sa postojanjem akumulacija između kompresora i usisa , dok su nestabilnosti manifestirane neobično jakim padom tlaka i stupnja djelovanja neovisno o akumulaciji .

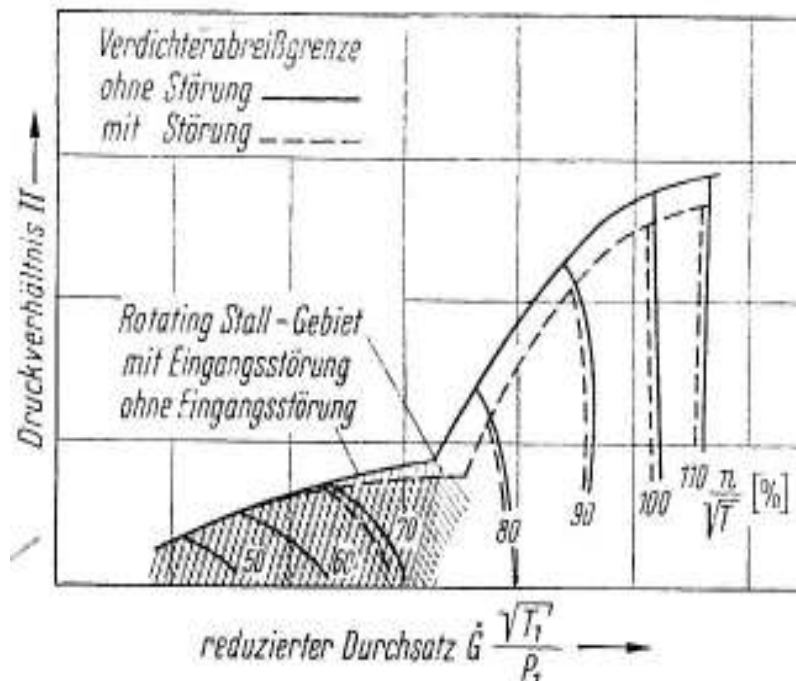
Nasuprot tome iskustveno je pokazano kod aksijalnih i radijalnih kompresora kako za nastanak pumpanja zapravo nije potrebno postojanje vibracijskih sustava sa istaknutom vlastitom rezonancijom.

Vrlo jako pumpanje može se uspostaviti ako se direktno na samom izlazu iz kompresora odvije neko jako zadržavanje struje tako da je kinetička sustava neuobičajeno manja u odnosu na energiju tlaka pri istovremenom jakom prigušenju . Sa druge strane jasno je da štetni utjecaji pumpanja mogu biti osjetno pojačani ako postoji vibracijski sustav koji je pobuđen rezonantnim titranjem.

Tijek pumpanja predstavlja se takvim da tlak dobave uslijed prekida strujanja iznenadno pada i biva manji od tlaka u prostoru akumulacije .

Plin u tom prostoru struji u inverznom smjeru kroz kompresor sto je očigledno uzrok jakih udara pumpanja .Istovremeno u ovim đepovima opada tlak i to tako dugo dok kompresor ne počne dobavljati. Ovaj proces ponavlja se periodički i činjenica da se cirkulacija oko profila ne uspostavlja trenutačno (potrebno je određeno vrijeme) dodatno otežava i igra esencijalnu ulogu.

slika 4.16



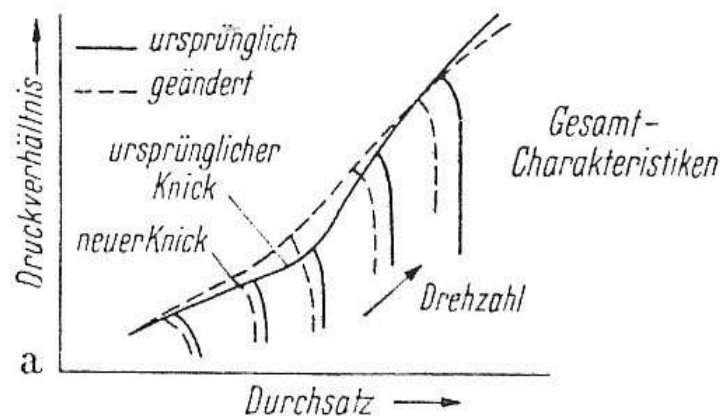
4.16 Utjecaj smetnji na ulazu u kompresor na karakteristiku stroja

4.5Mjere za poboljšanje granice pumpnja

Za postizanje neke moguće što ujednačenije (bez koljena na karakteristici)granice pumpanja preporuča se projektirati stroj tako da u prednjim stupnjevima bude nešto manji ulazni tok dok je kod zadnjih poželjno sve konstruirati za nešto veći protok.

Kroz ovo pomiće se granica zagušenja za neko područje broja okretaja prema većim količinama dok granica prekida prednjih stupnjeva biva pomaknuta prema manjim protocima .Pri tome će se smanjiti područje broja okretaja u kojem su prednji stupnjevi u potpunom prekidu. Istovremeno će se pogoršati granica pumpanja kod vanprojektnih brojeva okretaja tj. kod manjih tlačnih omjera i manjih protočnih količina . Sve u svemu to udaljava radnu karakteristiku za neko područje broja okretaja od granice pumpanja ,tako da se ovo "pogoršanje" granice pumpanja uglavnom može uzeti kao prednost .

slika 4.17



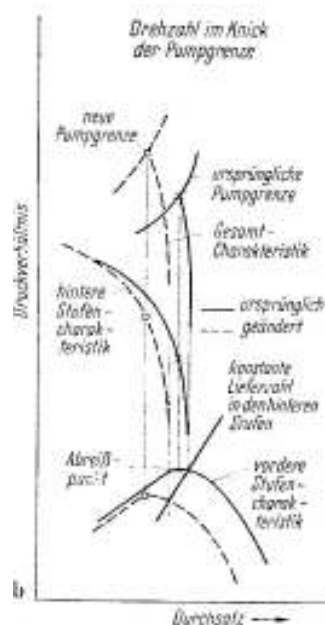
Ako granica pumpanja pokazuje izraženiji lom, kod srednjih brojeva okretaja može se u odnosu na izloženo vjerojatno očekivati poboljšanje. Primjer na slici 4.17 pokazuje shematski karakteristiku kompresora .

Pune linije na slici 4.18 prikazuju karakteristiku prednjih i zadnjih grupacija stupnjeva kao i cijelog kompresora za neki broj okretaja u području oko koljena karakteristike ,ovo pokazuje da prijašnji tijek leži na granici zagušenja zadnjih stupnjeva u blizini prekidne granice prednjih stupnjeva.

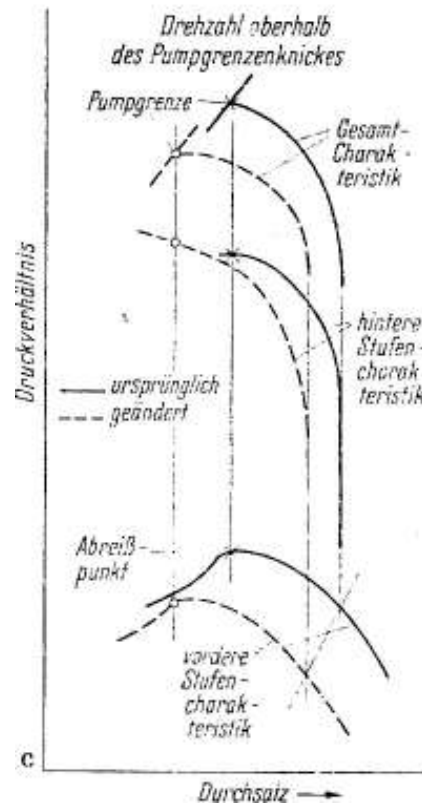
Otvaranjem lopatica impelera ili prednjih grupa lopatica ,pomiće se karakteristika prednjih stupnjeva na lijevo (isprekidane linije)

Kao posljedica smanjenja protoka zadnji stupnjevi rade pri manjim koeficijentima φ a time i većim koeficijentima ψ tako da ukupni kompresioni omjer bude veći kod manjih protoka , odavde slijedi namještanje granice pumpanja prema manjim protocima odnosno i većim totalnim tlakovima kroz što se izravna koljeno karakteristike i odlazi u područje manjih brojeva okretaja .

Slika 4.18 poboljšanje tijeka granice pumpanja kod srednjih brojeva okretaja



Kod broja okretaja iznad koljena karakteristike granice pumpanja ove mjere imaju malo utjecaja, tako ovdje i zadnji stupnjevi rade upravo na ravnom dijelu njihove karakteristike (slika 4.19) a smanjenje protočne količine ima vrlo mali utjecaj na posljedicu promjene porasta tlaka. Kod projektnih ili visih brojeva okretaja dolazi ponovo do pogoršanja granice pumpanja prema u vidu prethodno izloženog.



4.19

Sličan utjecaj na granicu pumpanja kao kod postavljanja impelera može imati i postavljanje pretkola koje je čak nešto manje efektivne ali bazično ponešto jednostavnije za mehaničku realizaciju.

Kod kompresora sa visokim kompresionim omjerom sve u svemu ipak ovakvo namještanje nije dovoljno adekvatno samo po sebi nego je potrebno namještat i kompletne stupnjeve zajedno ili svakog posebno.

Korigiranje granice pumpanja također je postizivo kroz jako opterećenje stražnjih stupnjeva što kod visoko opterećenih kompresora može biti i otežano.

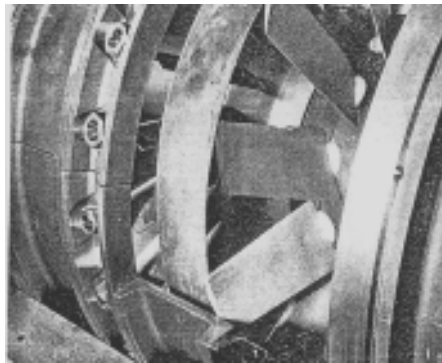
Samanjenjem opterećenja zadnjih stupnjeva poboljšava se granica pumpanja iznad projektnog broja okretaja ali ipak pojačava koljeno u karakteristici i pomiče ju prema većim brojevima okretaja.

Kada sve ove mjere za korekciju granice pumpanja nisu adekvatne mora se mijenjati izgled poprečnih presijeka kompresora pri čemu smanjenje protjecanih presijeka u zadnjim stupnjevima kod visokih brojeva okretaja ima za posljedicu poboljšanje linije pumpanja. Kod nižih brojeva okretaja situacija je obratna. Kod smanjenja presijeka prednji stupnjevi imaju poboljšanu granicu pumpanja za mali broj okretaja ali kod visokih brojeva okretaja brže dosežu granicu zagušenja.

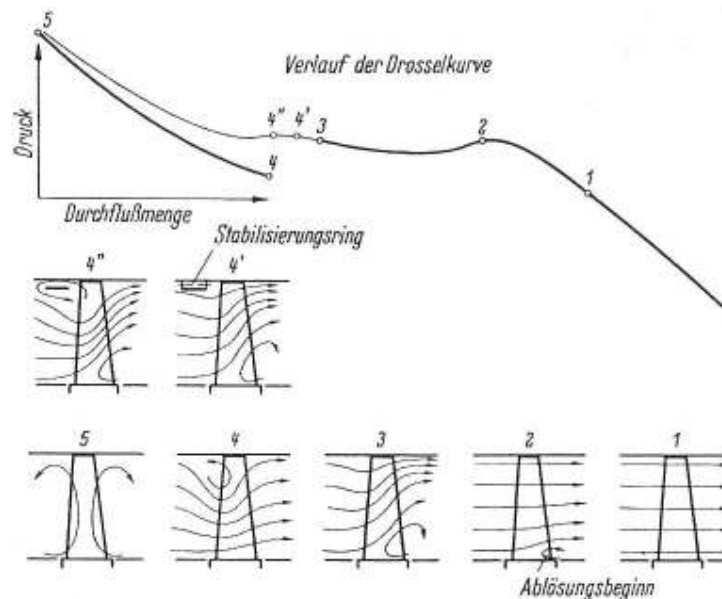
Sljedeće ali već nedjelotvorno rješenje sastoji se u postavljanju regulacijskog uređaja iza prednjih stupnjeva koji bi onemogućio rad prednjih stupnjeva u području prekida .Dakle,ovaj dio kompresora pomaže prema tome pri većim protočnim količinama kojima odgovara granica zagušenja na zadnjim stupnjevima.

Prekomjeran zrak biva ispušten i uz ovo djelovi kompresora u prihvatljivom radnom području ,dakle pri dobroj iskoristivosti .Kod kompresora sa malim brojem stupnjeva opravdanim se pokazao uzvodni koaksijalni prsten za smanjenje pumpanja. Ugradnja ovakvog stabilizatora omogućava sprječavanje povratnog strujanja kao što je prikazano na slikama :

Slike 4.20



*Ugrađeni stabilizacijski prsten ispred impelera jednostupanjskog kompresora .
(Bauart J.M. Voith GmbH ,Heidenheim)*



Karakteristika tijeka strujanja kod prikazanog jednostupanjskog kompresora

Kod kompresora sa vrlo velikim kompresionim omjerima podjela na više "kompresora" sa različitim brojevima okretaja jedino je učinkovito sredstvo za postizanje željene granice pumpanja .

Kod ovakvih izvedbi broj okretaja mora kod opadajćeg kompresionog omjera u niskotlačnom djelu proporcionalno više opadati nego kod visokotlačnih dijelova kako bi se postigla željena iskoristivost . Kod višeosovinskih plinskih turbina ovo se izvodi tako da su niskotlačni i visokotlačni djelovi spojeni odvojeno sa turbinom pa se okreću različitim brojevima okretaja .

4.21 Shematski prikaz višeosovinskog turbinskog mlaznog motora

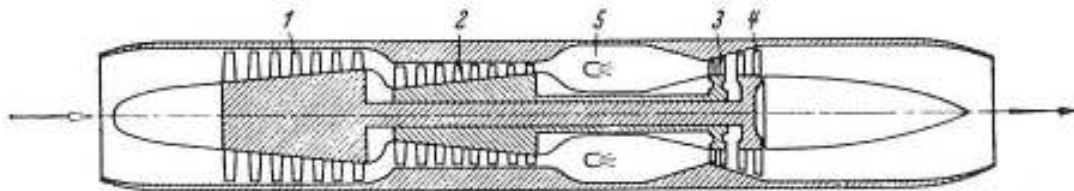
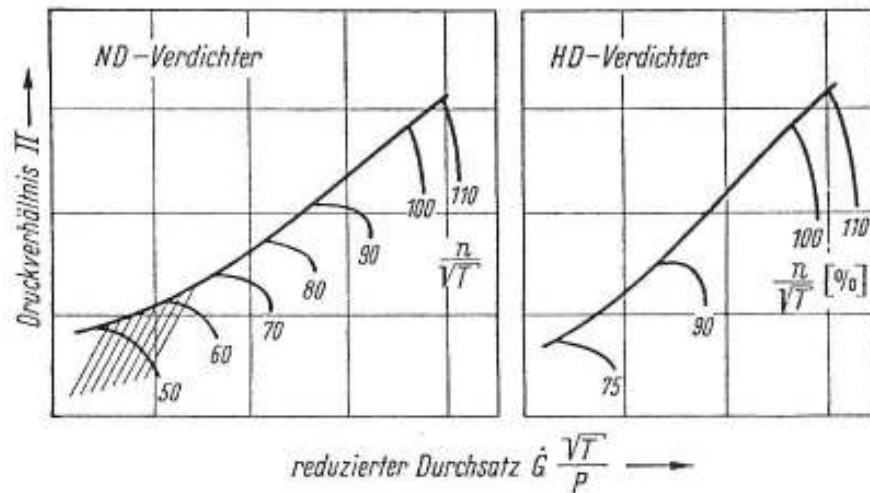


Abb. 515. Schema eines mehrwelligen Turbinen-Luftstrahltriebwerkes
1 Niederdruck-Verdichter; 2 Hochdruck-Verdichter; 3 Hochdruck-Turbine;
4 Niederdruck-Turbine; 5 Brennkammer

Sljedeći prikaz pokazuje karakteristiku sličnog dvoosovinskog kompresora gdje svaki zbog niskog projektnog kompresionog omjera ima praktički granicu pumpanja bez loma .U šrafiranom području dolazi do rotacionog prekida strujanja .

Slika 4.22



Kroz ovu prednost sa obzirom na ponašanje postrojenja može se očekivati kod dvo odnosno višeosovinskog motora i kod velikih kompresionih omjera bolji koeficijent korisnog djelovanja, jer odabir omjera korijen/vrh ,vanjskog promjera i broja okretaja ima veći raspon djelovanja . Konstrukcijski ovo može prilagoditi stanje svakog stupnja da bude optimalno .

Kod radijalnih kompresora djeluje prije svega bezlopatični difuzor preventivno na pumpanje , naravno pod prihvaćanjem smanjenja optimalnog koeficijenta korisnog djelovanja .Osim toga opasnost od pumpanja smanjit će se manjim izlaznim kutem lopatica .

Nadalje stabilno područje radijalnog kompresora biti će umanjenoje koliko veći bude kompresioni omjer normalnog stupnja .S obje strane prekriven impeler izgleda sa obzirom na granicu pumpanja manje osjetljiv od poluotvorenog rotora . Iskustveno je pokazano da je karakteristika histereze radijalnih radnih strojeva nešto jače izražena,odnosno radijalni kompresor kroz otvaranje tlačnog voda lakše dolaze u stabilno radno područje nego aksijani .

Relativno jednostavna mjera unutar uobičajno nestabilnog operativnog područja sastoji se u tome da se jedan ili više kanala impelera zatvori.

Ovime se podjeli protočna količina tako da svaki prostrujnani kanal između lopatica difuzora ponovo radi u normalnim uvjetima strujanja .

4.6 Vibracije pri nepravilnom strujanju

Prisline vibracije povezane su sa prolascima zračnih zastoynih "đepova".

Ako vlastita frekvencija lopatice postane koincidentna sa frekvencijom kojom zračne struje obilaze i djeluju na lopaticu ,odvija se rezonancija i mehanička šteta vjerojatno neće izostati.

Budući da zračni zastoyni đep pokazuje formu četvrastih valnih oscilacija prisutni će biti viši harmonici(multipli temeljne,najniže frekvencije sustava)

Slika 4.23 prikazuje frekvencijsku analizu signala dobivenog žicom koja je bila smještena iza kompresora koji je radio u uvjetima rotacionog zastoja .

Ovime je ilustrirana i mogućnost kvara na lopatici ako vlastita frekvencija biva pogađana od strane prolazećih struja zraka ili ako ju pobudi neki viši harmonik zastoynih ćelija . Klasičan primjer titranja uključujući združene vibracije sa jednim ili više stupnjeva slobode smatra se nevažnim za kompresor dok kritične brzine na usisnom vodu ne postanu mnogo veće od operativnih koje susrećemo kod kompresora sa aksijanim tokom .

4.23 pomaci , brzine i razultirajući porast aerodinamičkih sila na lopaticu za vrijeme preioda titranja i zračnoj struji

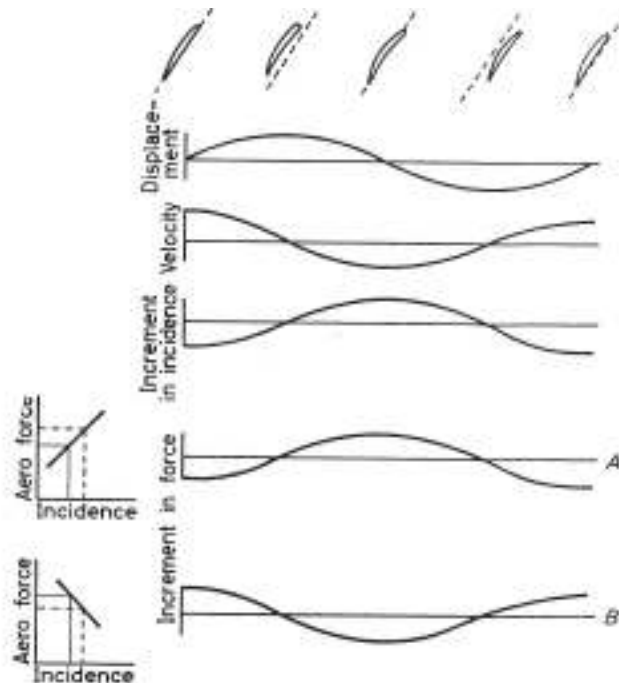


Figure 7.19. Displacement, velocity, incremental incidence, and the resulting increment in aerodynamic force on a blade during one cycle of vibration in an airstream. *A*—positive slope of force against incidence curve; *B*—negative slope of force against incidence curve. (A. D. S. Carter and D. A. Kilpatrick²³. Courtesy Institution of Mechanical Engineers—Crown copyright reserved)

Kako lopatica vibrira mijenja se postav lopatice . U radnom području prikazanom s slikom 4.23 bez prekida strujanja postavna krivulja sile uzgona ima pozitivan nagib(A) a promjena u sili uzgona djeluje suprotstavljeno kretanju lopatice. Kretanje može biti potpomognuto promjenama aerodinamičkih sila ako krivulja ima negativan nagib (B) .Brzina prostiranja vibracija i sili uzgona postaju tada u fazi i energija se unosi u lopaticu zračnom strujom. Ako je sila F okomita na tetivu i funkcija vremena ,rad unesen u jednom periodu je :

$$\oint F dx = \oint F \frac{dx}{dt} dt$$

Gdje je x pomak okomit na tetivu profila.Ako je ovaj integral po zatvorenj krivulji pozitivan mogu se manifestirati vibracije .

Uobičajena je praksa ovaj izraz preoblikovati u :

$$\oint F \frac{dx}{dt} dt = \pi x_0^2 D$$

x_0 predstavlja amplitudu vibracije $x(t)$, a D je faktor prigušenja .Proces može biti smatran 'negativnim' aerodinamičkim prigušenjem a vibracije se mogu odvijati kada aerodinamička prigušenja premaše mehanička ili kada rad u periodu unesen pređe moguću disipaciju .

4.24 frekvencije brzinskih fluktoacija kompresora za vrijeme rotacijskog zastoja

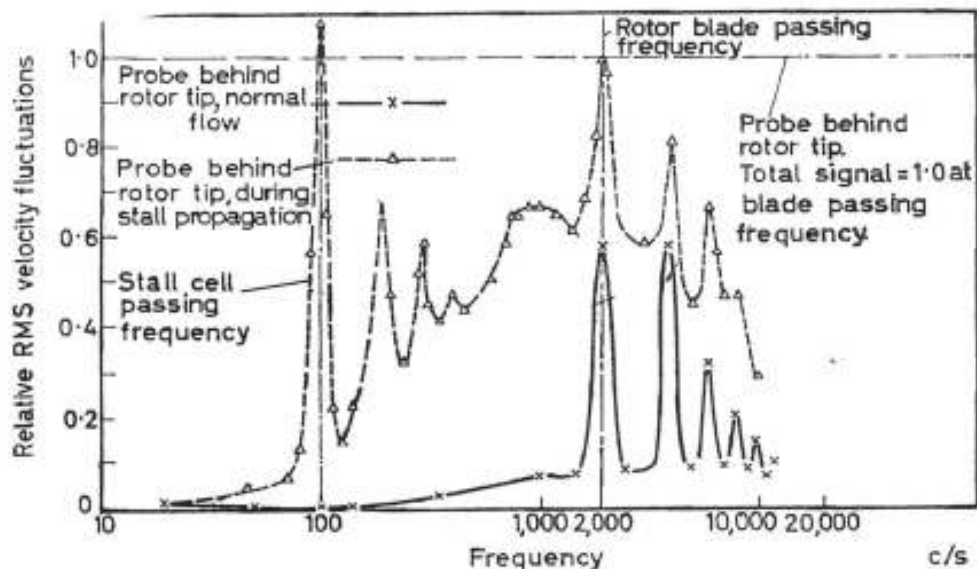


Figure 7.12. Frequencies of velocity fluctuations in compressor during rotational stall (qualitative results only)

Mnoga su istraživanja provedena nebi li se vidjelo dali varijacije uzgona u vremenu kod normalno protjecanih lopatica mogu uzrokovati samo-pobudu vibracija . Općenito je malo vjerojatno da se ovakve vibracije pojave kod normalnog protjecanja no nema sumnje da se mogu dogoditi kod isprekidanog optjecanja .

Vibracije ovako izazvane mogu se pojaviti pri malim machovim brojevima, nasuprot tome i pri velikim i pri zagušenjima. (može poslužiti polarni dijagram 4.7)
U svakom ovom slučaju varijacija uzgona po vremenu može biti takva da proizvede negativno aerodinamičko prigušenje.

Rad po periodu dan je izrazom prema Carteru:

$$\oint F \frac{dx}{dt} dt = - \oint_0^{2\pi/\omega} X^2 \left[\frac{\partial F}{\partial a_1} \frac{\cos(\alpha_1 - \gamma)}{a_1 M_{n1}} + \frac{\partial F}{\partial M_{n1}} \frac{\sin(\alpha_1 - \gamma)}{a_1} \right] dt$$

$C_1, a_1, M_{n1}, \alpha_1, \gamma$ su vrijednosti ulazne brzine, brzine zvuka, machovog broja, kuta nastrojavanja i kuta postave (tetive i normale na rešetku).

Ako se želi predvidjeti postanak vibracija, derivacije $\frac{\partial F}{\partial a_1}, \frac{\partial F}{\partial M_{n1}}$ moraju biti poznate a generalno vibracije nastupaju kada izrazi u zgradama postaju negativni.

Prekidi pri niskim brojevima okretaja su povezani sa negativnim $\partial F / \partial a$ a udarne prekidne oscilacije sa negativnim članom $\partial F / \partial M_{n1}$

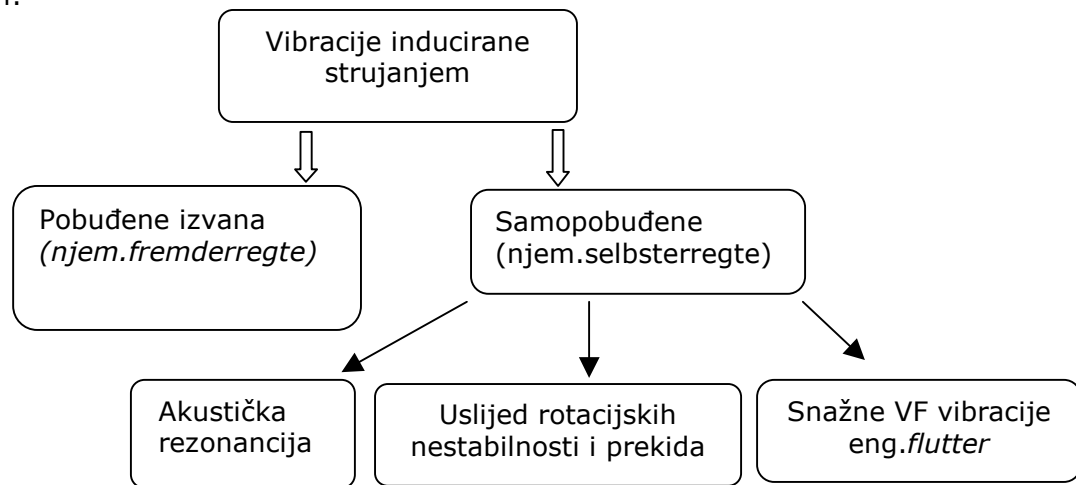
Formulirano je također po Carteru pravilo izbjegavanja ovih posljednjih izjednačavanjem obavljenog rada lopatice u periodu sa absorbiranom energijom mehaničkih prigušenja pa je izraz za kritičnu brzinu oscilacije :

$$c_{1c} = k \cdot t \cdot f \delta_0 \frac{\sigma}{\rho}$$

K je konstanta, δ – logaritamski dekrement lopatice u neutralnoj poziciji, σ – gustoca lopatice, ρ –gustoca zraka i f -frekvencija lopatice (vlastita).

Može se uzeti da je umnožak $k\delta$ priblizno 0.02 no to nije pouzdano za sve vrste lopatica. Ovaj izraz općenito daje maksimalnu dopuštenu brzinu prostiranja vibracije kod svake lopatice u prekidu strujanja.

Vibracije inducirane strujanjem mogu se u širem smislu prikazati sljedećom podjelom:



U osnovi razlikuje se prema inicijalizaciji titranja kod strujanjem induciranih vibracija lopatica vanjska pobuda ili pobuda uslijed strujanja u samom turbostroju . Kod mehanizmama postanka (harmonijskih uslijed brojeva okretaja) za vanjsku pobudu ubraja se svaka vanjska smetnja unesena u sustav kao uzajamno djelovanje između rotora i statora te svaka rotorska ili statorska karakteristična frekvencija promatranog sustava .

Za samopodjane vibracije promatra se akustična rezonancija, vibracije uslijed rotacionih nestabilnosti i prekida te snažnog podrhtavanja (*eng.flutter,njem.Flattern*)

Akustička rezonancija može nastati samo iz takvih oscilacija tlaka koje se prostiru brzinom reda veličine brzine zvuka. Slično akustickoj emisiji kod Helmholtzovog rezonatora ,frekvencija će biti određena prema geometriji ,brzini zvuka i volumenu rezonatora (Fletscher u. Rosing, 1991).Dominantna frekvencija koja u nastupi u rezonatoru npr. izazvana prostrujavanjem preko otvorenog cijevastog voda ,odavde pokazuje temeljnu valnu duljinu koja je u direktnoj povezanosti sa geometrijom komponente .

Parker und Stoneman (1995) su prema ovom potvrdili da akustička rezonancija može biti izazvana izlaznim vrtlogom rotora,statorskih lopatica ili zaštitnih upora . Odvajanje vrtloga ne mora bezuvjetno stvoriti akustički val .

Izmjenične oscilacije tlaka koje nastaju primjerice odvajanjem graničnog sloja i u stroju se formiraju i šire u valnom obliku te induciraju vibracije primjerice se kod rotacijskog zastoja mogu svrstati u klasu pobuda ovisnih o broju okretaja . Brzina prostiranja jednog ovakvog osciliranja tlaka leži u redu veličine brzine strujanja pri a tom frekvencija i valana duljina ne pokazuje ovisnost o geometrijskim rubnim uvjetima.

Fizikalni uzroci mehanizama rasprostiranja razlikuju se prema tome u potpunosti od akustičke rezonancije .

Prikladno opisanom fenomenu slično se ponašaju kod rotacijskih nestabilnosti rotacijske oscilacije tlaka sa brzinom reda veličine brzine strujanja čija valna

struktura cijelokupno pokazuje preiodično ponašanje. Rotacione nestabilnosti mogu prouzročiti vibracije lopatica viših amplituda . (Baumgartner,Kameier, Hourmouziadis, 1995).

Daljnji slučaj vibriranja lopatica su vibracije visokih frekvencija (**eng flutter.**)

Točnije **flutter** podrazumjeva visoko frekventne oscilacije pod utjecajem aerodinamičkih i aeroelastičnih sila .

Temeljni mehanizam nastajanje sastoji se u tome da aerodinamička opterećenja uzrokuju deformiranje strukture savijanjem ili uvijanjem a ona sama po sebi nameću veća aerodinamička opterećenja strukture koja nadmašuje neutralnu poziciju pri svakom periodu kako bi uzrokovala reakciju u suprotnom smjeru .Ovo se ističe brojnim stupnjevima slobode (savijanja i torzije) .

Budući da se sve može odvijati pri dovođenju topline, uključeni objekt podlježe zakonima aerotermoelastičnosti, odnosno promatra se strukturni dio uslijed aerodinamičkih sila pri povišenoj temperaturi uslijed aerodinamičkog zagrijanja .

Ovdje se prvenstveno radi o vibracijama nastalim prema parametarima koje je prouzrokovano nelinearnim ponašanjem aeroelastičnih efekata između struja zraka i strukture lopatice. Postoje različite vrste ovakvih vibracija koje se razlikuju prema radnim uvjetima po karakt. dijagramu (Försching, 1974, Cumpsty 1989).

Točni razlozi ovih **flutter vibracija** većinom su nerazjašnjeni ali se razlikuju prema frekvenciji titranja odnosno modovima vibriranja .

Opasnost nastla ovakvim vibracijama leži u tome što je točno predviđanje odnosno razmatranje pri dizajniranju jedva moguće a amplitude vibracija se mogu uzeti djelomično u obzir prema kritičnim vrijednostima (Cumpsty 1989).

Temeljno kod nastanka vibracija dolazi do stalnih uravnoteživanja elastičnih i inercijalnih konzervativnih sila u sustavu .Ovdje suma potencijalne i kinetičke energije po periodu titranja ostaje konstantna pa je nastanak vibracija moguć samo ako vibracijski sustav ovisi o vanjskim pobudama i zračnoj struji oduzima energiju. Ako je ova energija veća od stalne postojeće energije gubitaka kao posljedice strukturnih atenuacija tada su postojeće aerodinamičke vibracije samopobudne (njem . *selbsterregte Flutter-Schwingung*)

Prijašnja istraživanja su pokazala da strujno inducirane vibracije lopatica koje su promatrane nemaju konstantnu amplitdu vibriranja ali se mogu opisati srednjom Gaussovom raspodjelom (Bendat, Piersol, 1980).

Odavde se može pokazati da se smetnje inducirane strujanjem pobuđenim iz vana mogu karakterizirati kroz determinističko ponašanje vibracija i najčešće će se moći opisati kroz Gaussovu normalnu raspodjelu.

Sa ovim saznanjem sada je moguće klasificirati pobudu sa obzirom na mehanizam postanka.

Pomoću ispitivanja statističke razdiobe amplituda vibracija moguće je odrediti mehanizam nastanka .

Iz uobičajene FFT analize (**eng.Fast Fourier transform**) potrebno je statistički interpretirati vremensku razdiobu kako bi se doslo do fizikalnih uzroka vibracija .

Ovo stvara u praksi ipak velike probleme i u pravilu razmatrani uvjeti u projektu moraju ponajprije biti uzeti prema prosječnim spektrima frekvencija kako bi se eliminirao stohastički udio smetnji .Sa ovim uprosječavanjem gubi se informacija o vremenskoj raspodjeli .

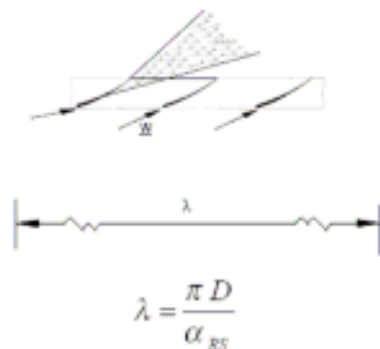
U literaturi se ne nalaze detalji o činjenicama koje opisuju izmjenična djelovanja vibrirajuće lopatice i polja strujanja kod kompresora .

Efekti i karakteristični kriteriji npr. posljedica **flutter** vibracija pobuđenih od titranja lopatica na polje tlaka ,npr. na stijenke kućišta nisu do sada adekvatno istraživani odnosno opisani .Rotacioni prekidi i nestabilnosti kao i akustična rezonancija pokazuju u raznim koordinatnim sustavima različite karakteristične frekvencije ,ovdje relativna brzina pokazuje različite magnitude. Uslijed istog uzroka kod upotrebe translatornog doplerovog efekta moguća je identifikacija udjela frekvencija .

Kada se titrajuća lopatica poklopi sa rotirajućim izvorom zvuka nastupaju frekvencijske modulacije. Dolazi do naizmjeničnog djelovanja između titranja lopatica i polja tlaka pa se moguće zapitati da li se prostiranje odvija po akustičkim ili strujnim mehanizmima sa obzirom na to je li posrijedi o akustična rezonancija.

Podjela i interpretacija spektralnih analiza objekata koji preuzimaju titranje i tlak kod kompresora moguća je tek u grubo .Praktično znanje o mehanizmima nastanka nekih nepredviđenih vibracija nije od velikog interesa već su potrebna brza i efektivna rješavanja istog. Ovo je osobito slučaj kod višestupanjskih kompleksnih urbostrojeva kao što su mlazni motori ,parne ili plinske turbine koje imaju razne uvjete opterećenja i visoke sigurnosne zahtjeve .

Rotierende Ablösung



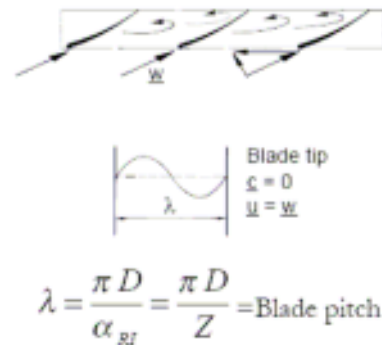
- abgelöste Strömung
- stochastischer Charakter
- turbulent

typische Frequenzbereiche:

$$\omega_{RS}^F \approx 0.4 \dots 0.6 \Omega_R^F$$

- harmonische Frequenzen
- turbulent
- Frequenz ist unabhängig von der Anzahl der Rotorscheufeln
- instabiler Kennlinienbereich

Rotierende Instabilität



- abgelöste Strömung
- diskreter Charakter
- periodisch

$$\omega_{RI}^F \approx 0.4 \dots 0.6 Z \cdot \Omega_R^F$$

- Summen- und Differenzfreq.
- periodisch
- Frequenz ist abhängig von der Anzahl der Rotorscheufeln
- stabiler Kennlinienbereich

: Charakteristische Unterschiede von rotierender Ablösung und rotierenden Instabilitäten.

Zaključak :

Kako bi turbokompresor bio operativan ,cilj je osigurati za vrijeme vijeka eksploatacije stroja rad u području bez nestabilnosti ili sa prihvatljivo malim brojem istih . U svakom slučaju prakticirajući dobar dizajn osiguravamo izbjegavanje aerodinamičkih nestabilnosti u kritičnim momentima. To znači da je potrebno utjecati na faktore koji najviše i najčešće utječu na stabilnost.

Spektar problema je poprilično velik a u najistaknutije i najčešće oblike mogu se svrstati aerodinamičke nestabilnosti, promjene torkuta brzina, kuta incidencije, gubici stabilnosti kompresije, neuniformnosti ulaznog tlaka (razlike totalnog tlaka) itd.

Svi ovi dinamički naponi mogu dovesti do nestabilnog područja ,nestabilnosti i u konačnici pumpanja nakon čega je česta šteta ili disfunkcionalnost.

Veću naklonost ovim problemima pokazuju aksijalni trubokompresori koji kao najčešći dijlovi propulzora u zrakoplovstvu snose posebno odgovornu zadaću .

Granica stabilnosti generalno se dobiva iz pokusa i iskustvenih podataka .

Tako se najčešće dobiva iz testova kod kojih mijenjanjem protoka pri nekom konstantnom broju okretaja dolazimo do točaka iza kojih se radna točka pomiče u nestabilno područje. Inicijalizacija nestabilnosti najčešće se manifestira kada komponente , grupe stupnjeva ili svi stupnjevi izgube sposobnost dobave i kompresije pa se odvijaju prekidi i zastoji (*stall : sudden stopping of the engine turning*).

Stall vodi do tranzijentnih ili potpuno razvijenih aerodmičkih nestabilnosti koje mogu biti rotacijske ili može doći do samog pumpanja odnosno ciklusa pumpanja .

Rotacioni zastojje lokalna blokada aksijalnog toka sa komprimiranim komponentama (ili ćelijama , *eng. Stall cell*) koje se ponašaju kao zračni đepovi i rotiraju po obodu unutrašnjosti stroja u smjeru zakreta rotora ali sa upola manjom brzinom .

Potpuno razvijen rotacioni zastoj može zadržati i neku prosječnu stabilnu radnu točku koja leži na karakteristici . Zastoji mogu dakle zahvatiti djelomično ili potpuno djelove kompresora a može postojati i više odvojenih zastojnih ćelija i iako nije uobičajeno zapaženo je i do 7,8 ćelija u nekim ispitivanjima .Potpuni zastoji odvijaju se općenito kod malih brzina kod kompresora koji postižu visoke kompresione omjere . Kompresori koji postižu niže kompresione omjere prolaze kroz ovo samo na nekim intervalima operativnih brzina .

Pumpanje kao pojava znači prekide u strujanju koji rezultiraju manje-više planarnim valnim poremećajima koji se prostiru aksijalnim smjerom.

Potpuno razvijeni ciklusi pumpanja su određeni izmjeničnim periodima zastoja pri kolebanjima tlaka(depresurizaciji i represurizaciji).Često pri opadanju tlaka dolazi do reverznog toka. Potpuno razvijeno pumpanje odvijat će se kod visokotlačnih kompresora pri velikim brzinama .

Kod turboventilatorskih motora (srednjih ili velikih) frekvencija perioda pumpanja biti će između 5-20 Hz . Ako nametnuti destabilizirajući faktori počnu zahtijevati veću marginu stabilnosti od one moguće ovi će problemi biti neminovni a potraju li za neki produženi period (kod mlaznih motora 0.1s !),mehanički vijek je narušen ,lako nastupa pregrijavanje uz inverzno strujanje. U ovoj situaciji dakle za vrijeme reverznog strujanja loptice se elastično deformiraju a one koje nalježu vrhovima na susjedne komponente mogu se i plastično deformirati što povećava koncentraciju naprezanja.

Iako je pitanje pumpanja za gradnju i upotrebu kompresora vrlo važno, detaljnija saznanja o procesima koji se odvijaju još su uvijek nedostatna.

Proračun točne granice pumpanja je još uvijek nemoguć i jedino uz upotrebu radnih karakteristika sličnih kompresora može biti izvedena estimacija .

Sigurno je da se kod pumpanja radi o velikim i opasnim nestabilnostima strujanja . Daljnje razmatranje pokazuje postojanje razlike između ovih nestabilnih stanja (tijekom procesa pumpanja i oscilacija dobavljane struje) te prekida strujanja oko lopatica ,ovo je pak izjednačivo zapravo sa optjecanjem profila sa odvajanjem. Prekid strujanja može se interpretirati kao kvazistacionaran a samo pumpanje kao periodičko .

Kada promatramo samo stacionarna ponašanja odnosno za neku datu kutnu brzinu u svakom jednako malom vremenskom intervalu pretpostavljamo obrnuto proporcionalnu relaciju brzine i tlaka , stanje odgovara normalnoj karakteristici ; ipak moguće je povući granicu iza koje će kompresor u svakom slučaju biti nestabilan .

Pumpanje nastaje kada kompresor dođe u stanje koje je prešlo granicu njegovih kompresijskih mogućnosti ili je kroz prejako opterećenje došao do točke gdje ne može prijeći neki nastali poremećaj strujanja . Ako se ovo dogodi, prekid strujanja brzo propagira kroz cijeli kompresor. Kompresor će naizgled momentalno prijeći ponovo u stabilno stanje ako se nametnuti kompresioni omjer smanji na onaj za koji može održati stabilan tok ako je riječ samo o lokalnim nestabilnostima.

Ovako nastaje posebno opasno stanje sa visokim razinama vibracija a one uzrokuju ubrzano trošenje stroja i vrlo je vjerojatna šteta .

Literatura :

[1.] S. L. Dixon ;

**“Fluid Mechanics and Thermodynamics
of Turbomachinery”**

[2.] B.Eckert ;

“Axial und Radial-kompressoren”

[3.]Alexander Zarschler ; (www.tlt.de)

**“Entwicklungsprozesse freilaufender
Radial-Laufräder ”**

[3.] J.H.Horlock

“Axial flow compressor”

[4.] Brlek ;

“Tehnička enciklopedija VII.”

[5.]Nicholas Cumpsty ;

“Jet propulsion”

[6.]Gordon C.Oates, J.s.Przemieniecki ;

“Aircraft propulsion systems”

[7.]R.Douglas Archer,Maido Saarlao ;

“Introduction to aerospace propulsion”

[8.]F. Kameier , C. Haukap ;

**“Experimentelle Untersuchungen strömungserregter
Schaufelschwingungen bei Axialverdichtern”**

Sadržaj :

1.Uvod

1.1 O kompresorima , turbokompresori	1
1.2 Centrifugalni (radijalni) turbokompresor.....	2
1.3 Aksijalni turbokompresor.....	3
1.4 Gubitak stabilnosti rada i pojava pumpanja.....	4
1.5 Problemi u zrakoplovstvu.....	5

2.O principima rada turbokompresora

Centrifugalni kompresor

2.1 Stupanj centrifugalnog kompresora	7
2.2 Ograničenja ulazne brzine centrifugalnog kompresora.....	10
2.3 Ograničenja uslijed machovog broja ,utjecaj predvrtloga.....	11

Aksijalni kompresor

2.4 Stupanj aksijalnog kompresora	15
2.5 Glavne veličine aksijalog kompresora	16
2.6 Ostale karakteristike turbokompresora.....	20

3.Gubici u turbostrojevima i stvarno strujanje

3.1 Gubici kod kompresora	26
3.2 Višekratna kompresija.....	28
3.3 Odvajanje strujanja na profilu.....	29
3.4 Procijena korisnosti kompresorskog aksijalnog stupnja.....	30

4. Pumpanje i nestabilnosti rada kompresora

4.1 Turbostrojevi u labilnom području rada	32
4.2 Prekid strujanja	36
4.3 Pumpanje kompresora	42
4.4 Utjecaj prekidne histereze karakteristični dijagram	46
4.5 Mjere za poboljšanje granice pumpanja	49
4.6 Vibracije pri nepravilnom strujanju.....	54
4.7 Zaključak.....	60